

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobní strojů a konstruování

Kolejový vůz pro převážení struskové mísy

Track Car for Slag Ladle Transport

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Vojtěch Dostál
doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Vojtěch Dostál

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Komenského 536, Příbor

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

DOSTÁL, V. *Kolejový vůz pro převážení struskové mísy: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 60 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá projekčně – konstrukčním návrhem vozu pro převážení struskové mísy dle zadaných parametrů a provozních podmínek. V úvodu je uveden přehled pánvových vozů. V hlavní části je proveden návrh rámu vozu pro převážení struskové mísy. Dále práce obsahuje návrh pojezdového ústrojí vozu, který sestává ze čtyř samostatně uložených jeřábových kol. Zadní dvojice kol je poháněna elektro-převodovkou. Součástí návrhu je i volba vedení napájecího systému hnacího agregátu. Vůz je chráněn žárobetonovou vyzdívkou před nepříznivým vlivem padajících kusů horké strusky. Kolejiště je čištěno shrnovači nečistot. Diplomová práce obsahuje výpočtovou část všech navržených konstrukčních uzlů. Výkresová dokumentace a katalogy volených komponent jsou součástí příloh

ANNOTATION OF MASTER THESIS

DOSTÁL, V. *Track Car for Slag Ladle Transport: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2010 60 p. Thesis head: Kovář L.

Master thesis is dealing projection – construction design vehicle for transporting slag ladle according to set parameters and operating conditions. The introduction provides on overview of ladle cars. The main part is proposal design frame vehicle for transporting slag ladle. Further work includes design of running gear car which consists of four self – imposed crane wheel. The rest pair of wheels is driven by electronic transmission. The proposal involves the choice of keeping the system power drive unit. Car is protected refractory concrete lining from the adverse effects of falling pieces of hot slag. Railyard is cleaned digest of dirt. The thesis contains a calculation of all proposed construction parts. . Drawings and catalogs of elective components are attachments.

OBSAH

	strana
Seznam použitých veličin.....	5
0. Úvod.....	9
1. Rozdělení pávnových vozů	10
1.1 Silniční pávnové vozy	11
1.2 Železniční pávnové vozy.....	13
1.3 Pávnové vozy pohybující se po samostatně uložených kolech	15
2. Technická zpráva s popisem funkce zařízení a jeho celkové provedení.....	17
3. FEM analýza navrženého rámu s ohledem na hmotové a teplotní zatížení konstrukce.....	19
3.1 Analýza FEM pro rám vozu zatížený tíhou plné mísy a vlastní konstrukcí vozu....	21
3.2 Analýza FEM pro rám vozu zatížený teplem.....	23
4. Návrh pojezdového ústrojí vozu	25
4.1 Zatížení zvolených jeřábových kol a určení jejich skutečné trvanlivosti.....	25
4.2 Návrh pohonu pojezdového ústrojí vozu	28
4.2.1 Stanovení celkového jízdního odporu	29
4.2.2 Stanovení potřebného výkonu a volba hnacího elektromotoru pojezdu	30
4.2.3 Stanovení otáček pojížděcích kol a volba převodovky	31
4.2.4 Kontrola rozběhového momentu motoru	32
4.2.5 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezi.....	35
4.2.6 Výpočet brzdy pojížděcího ústrojí	36
4.3 Pevnostní kontrola hřídelí.....	38
4.3.1 Kontrola pevnostní únosnosti předního hřídele (nepoháněného) kola.....	38
4.3.2 Kontrola pevnostní únosnosti zadního hřídele (poháněného) kola	40
4.3.3 Kontrola pevnostní únosnosti průběžného hřídele.....	42
4.4 Kontrola volených ložisek mezi hřídeli a koly.....	44
4.5 Pevnostní kontrola svarů konzoly uchycující elektro-převodovku k rámu vozu.....	47
5. Závěr	50
6. Poděkování.....	51
7. Seznam použité literatury a internetových zdrojů.....	52
8. Seznam příloh.....	53

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Označení Měřicí jednotka Význam

A	mm	celková šířka kolejnice
a	1	součinitel zohledňující typ ložiska
a	$\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$	součinitel přestupu tepla z prostředí do stěny a naopak
a_k	1	tvarový součinitel v drážce pro pero
a_s	m	charakteristický rozměr koutového svaru
a_{skf}	1	provozní součinitel funkce ložisek za daných podmínek
a_t	1	tvarový součinitel pro kroucení hřídel v místě osazení
b_d	m	šířka drážky pro pero
b_k	mm	činná šířka kolejnice
B_l	m	šířka ložiska
C	N	dynamická únosnost
D_k	m	průměr kola
$d_{k(1,2)}$	m	kritický průřez hřídele předního (1) a zadního (2) kola
d_l	m	vnitřní průměr ložiska
D_l	m	vnější průměr ložiska
d_m	m	střední průměr ložiska
D_p	m	největší průměr průběžného hřídele
d_p	m	navazující průměr průběžného hřídele
e_s	m	rameno polohy svaru od působíště tíhy elektro-převodovky
e_v	1	součinitel využití vozu při nepřetržitém provozu
f'_n	1	redukovaný součinitel počtu otáček kol
f_a	1	součinitel smykového tření mezi pojížděcími koly a koleji
f_c	m	součinitel čepového tření
F_e	N	ekvivalentní zatížení ložiska
F_{ip}	N	inerční síla posuvných hmot redukovaný na hřídel motoru
F_k	N	síla působící na jedno kolo od zatížení tíhy vozu, mísy a strusky
f_n	1	součinitel počtu otáček
g	m.s^{-2}	tíhové zrychlení

G_a	N	součet zatížení všech poháněcích kol pojezdu
G_{ep}	N	tíhová síla od hmotnosti elektro-převodovky
h_c	1	součinitel čistoty pracovního prostředí při provozu ložisek
h_p	1	účinnost převodovky a pojezdového mechanismu
h_s	m	délka nejkratších svarů
i_{pp}	1	potřebný převod převodovky
i_{ps}	1	převodový poměr zvolené převodovky
i_s	1	počet zatížených svarů
J_m	kg.m ²	moment setrvačnosti zvoleného elektromotoru
k	1	viskozní poměr maziva
k_o	1	součinitel zahrnující vliv dalších odporů proti pojíždění vozu
$k_{(1,2,p)}$	1	bezpečnostní koeficienty všech kontrolovaných hřídelí
k_3	1	převodní součinitel pro boční namáhání koutového svaru
k_4	1	převodní součinitel pro čelní namáhání koutového svaru
k_e	1	mez bezpečnosti pro svařované konstrukce
k_m	MPa	materiálový koeficient pro jeřábová kola
L_{ek}	hod.	ekvivalentní zatížení jeřábových kol při nepřetržitém provozu
L_{h10}	hod.	základní hodinová životnost ložisek
L_{ha}	hod.	modifikovaná životnost ložisek
L_k	hod.	skutečná trvanlivost kol
l_k	m	výpočtová délka hřídele (rozchod středů ložisek)
L_r	léta	skutečná trvanlivost jeřábových kol vyjádřená počtem let
M_2	N.m	moment na výstupu z převodovky
M_b	N.m	brzdný moment
m_{ep}	kg	hmotnost elektro-převodovky
M_{ip}	N.m	moment inerčních posuvných hmot redukováný na hřídel motoru
M_{ipb}	N.m	posuvné inerční momenty při brždění
M_{ir}	N.m	inerční moment rotujících hmot
M_{irb}	N.m	moment rotujících hmot při brždění
M_{N1}	N.m	jmenovitý moment elektromotoru
M_o	N.m	ohybový moment vyvození ve svaru

$M_{o\ max}$	N.m	maximální ohybový moment působící na hřídel
M_r	N.m	maximální točivý moment motoru při rozběhu
M_{st}	N.m	moment pasivních odporů redukovaný na hřídel motoru
M_{stb}	N.m	moment pasivních odporů při bždění
m_v	kg	hmotnost převážecího vozu
n_2	s^{-1}	otáčky na výstupu z převodovky
n_k	s^{-1}	otáčky pojížděcích kol
P_m	W	jmenovitý výkon elektromotoru
P_u	N	mez únavového zatížení ložisek
Q	kg	nosnost převážecího vozu
r_c	m	poloměr čepu kola
r_d	m	poloměr dna drážky pro pero
R_e	Pa	mez kluzu
R_{ek}	Pa	průměrná mez kluzu pro kombinované namáhání
R_{es}	Pa	mez kluzu ve smyku
r_k	mm	poloměr hlavy kolejnice
r_p	m	poloměr zaoblení v místě osazení u kritického průřezu
$R_{p0,2}$	Pa	mez kluzu v tahu
s_{max}	m	dráha, na které se převážecí vůz zastaví vlivem pasivních odporů
S_o	Pa	napětí v ohybu
S_{red}	Pa	redukované napětí
t	°C	teplota
$t_{b\ max}$	s	maximální doba zastavování vozu vlivem pasivních odporů
$t_{b\ min}$	s	minimální doba zastavování vozu, vyplývající z kontroly brzdy
t_d	Pa	dovolené kombinované napětí ve svarech
t_{DII}	Pa	dovolené smykové napětí ve svarech
t_{DMo}	Pa	dovolené ohybové napětí ve svarech
t_{II}	Pa	smykové napětí ve svarech
t_k	Pa	napětí v krutu předlohového hřídele
t_{Mo}	Pa	ohybové napětí ve svarech

t_R	s	doba rozběhu
t_s	m	tloušťka svaru
$t_{s\text{ red}}$	Pa	redukované napětí ve svarech
u	$m^2 \cdot s^{-1}$	viskozita základového oleje zvoleného plastického maziva
u_1	$m^2 \cdot s^{-1}$	požadovaná viskozita
v_p	$m \cdot s^{-1}$	zadaná pojezdová rychlost vozu
v_{ps}	$m \cdot s^{-1}$	skutečná pojezdová rychlost vozu
W	N	celkový jízdní odpor proti pojezdu
W_o	m^3	průřezový ohybový modul
x	m	rameno valivého tření
x	1	celkový počet kol
x_1	1	počet nebrzděných kol
x_z	1	poměrný záběrný moment elektromotoru

0. ÚVOD

Kolejový vůz pro převážení struskové mísy (obr. 7, str. 18), slouží k dopravě mísy se struskou z pracoviště stahování strusky z ocelářské pánve do místa naložení struskové mísy na kolový vůz, který dopraví struskovou mísu na struskoviště. Pro návrh vozu je nutno respektovat výchozí parametry:

Pojezdová rychlost vozu	$0,5 \text{ m.s}^{-1}$
Maximální hmotnost struskové mísy	42630 kg
Rozchod / rozvor pojezdových kol	$2700/3230 \text{ mm}$
Vzdálenost horního okraje mísy od hlavy kolejnice	3600 mm
Šířka vozu	$\text{max. } 3400 \text{ mm}$

Provoz klade vysoké nároky na všechna zařízení a konstrukční uzly pánvového vozu. Stísněné prostory, vysoká teplota strusky, odlétávající částice strusky při procesu stahování a kyvadlový provoz kolového nakladače ohrožují plynulý provoz pánvového vozu. Proto je nutné při návrhu vozu pro převážení struskové mísy provést opatření pro minimalizaci negativních vlivů odlétávajících částic strusky všech důležitých částí vozu. Kabeláž napájení hnacího agregátu musí být chráněna před kolizí s kolovým nakladačem.

1. ROZDĚLENÍ PÁNVOVÝCH VOZŮ

Pánvové vozy slouží k převážení struskových a ocelářských pánví v ocelárnách. Některé vozy jsou vybaveny mechanismem pro vyklápění pánve. Podle konstrukce bychom mohli rozdělit pánvové vozy na tři skupiny:

- silniční pánvové vozy
- železniční pánvové vozy
- pánvové vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech

1.1 Silniční pánvové vozy

Tyto pánvové vozy pojíždějí po pneumatikových kolech. Podvozky těchto vozů jsou odpružené. Většina silničních pánvových vozů je vybavena sklápěcím zařízením pro vyprázdnění struskové či ocelářské pánve. Silniční pánvové vozy můžeme rozdělit na dvě skupiny:

- speciální silniční pánvové vozy
- pánvové vozy s typizovanou kabinou řidiče nákladních automobilů

Speciální silniční pánvové vozy



Obr. 1 - Vůz pro převážení struskové pánve firmy Kress (série PES) [1]

Vůz pro převážení struskové pánve firmy Kress (série PES) (obr. 1) slouží k dopravě a manipulaci s pánví mezi ocelářským provozem a struskovištěm. Jsou k dispozici v různých kapacitách od 110 tun do 250 tun.

Pánvové vozy s typizovanou kabinou řidiče nákladních automobilů

Tyto pánvové vozy využívají typizovanou kabinu velkosériově vyráběných nákladních automobilů.



Obr. 2 - Vůz pro převážení struskové pánve firmy Engineering Top Tech 35 T [2]

Společnost Engineering Top Tech navrhuje a konstruuje speciální nástavby na základě velkosériově vyráběných kabin nákladních automobilů Bell B35D. Nakladač 35 T (obr. 2) slouží k naložení, převážení a vyložení strukové pánve. Nakladače se vyrábějí v různých modifikacích podle nosnosti 35 tun (na obrázku 2) dále 50 t, 70 t a 100 t. Speciální dvojité výklopné rámy umožňují vyklápění až o 150° což zaručí úplné vyprázdnění pánve.

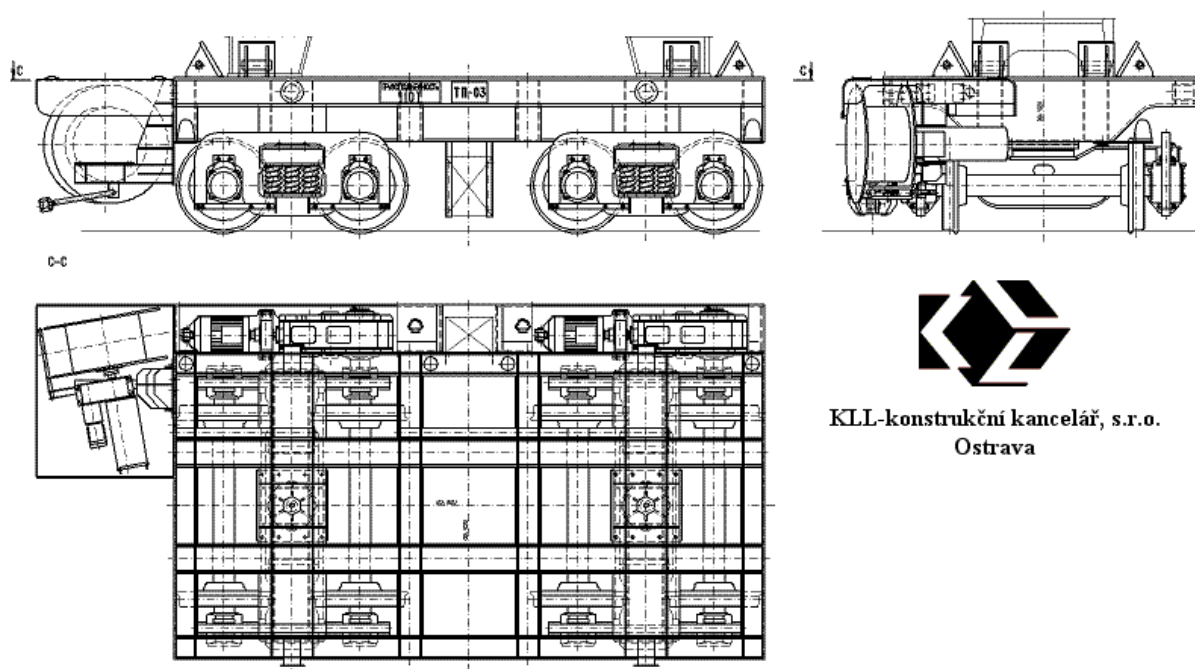
1.2 Železniční pánvové vozy

Tyto pánvové vozy nejčastěji tvoří soustava speciálně upravených železničních vozů bez vlastního pohonu. Rozlišujeme tyto typy železničních pánvových vozů:

- železniční pánvové vozy s vlastním elektrickým pohonem
- železniční pánvové vozy tažené elektrickou nebo dieselovou lokomotivou

Podvozek vozů je tvořen dvojicí nebo čtveřicí železničních dvojkolí, které jsou odpružené listovými pružinami nebo kombinací listových a vinutých pružin. Některé železniční pánvové vozy jsou vybaveny zařízením pro vyložení strusky na struskovišti. Tato zařízení mohou být na mechanickém nebo hydraulickém principu.

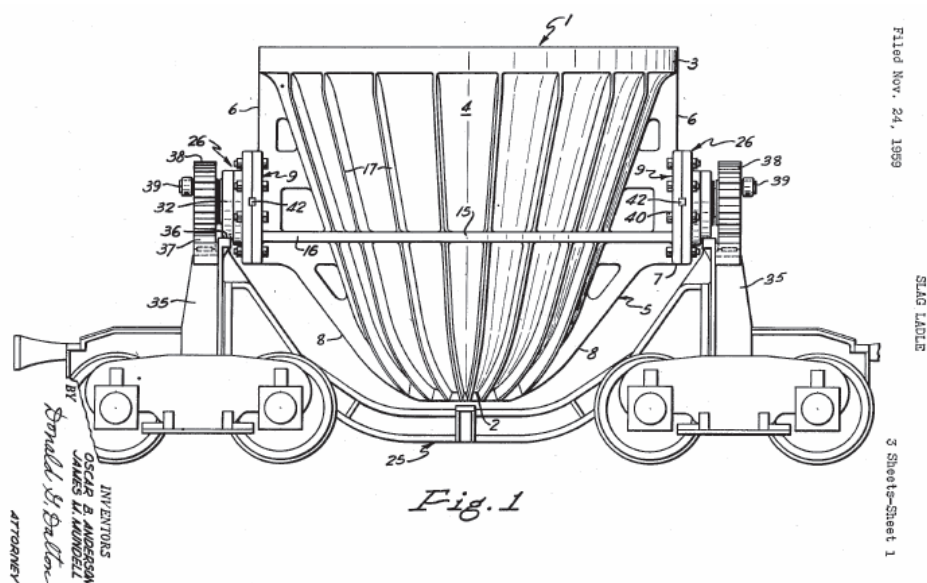
Železniční pánvové vozy s vlastním elektrickým pohonem



Obr. 3 – Vůz 110 t pro převoz mezi pánve Ispat Nová Huť [3]

Vůz 110 t na převoz mezipánve (obr. 3) je určen pro převoz mezipánve, krystalizátoru nebo segmentu kontilití. Vůz je umístěn na plošině +11,3 m na železničním kolejišti rozchodu 1524 mm. Pojezdovou dráhu vozu tvoří oblouk o rádiusu 90 m. Vůz je tvořen následujícími základními strojními díly: rám vozu, dvounápravový podvozek, a dvojce pohonných jednotek na každé nápravě o výkonu 2 x 11 kW. Nosnost vozu je 110 tun.

Železniční pánvové vozy tažené elektrickou nebo dieselovou lokomotivou



Obr. 4 – Vůz pro převoz struskové pánve [4]

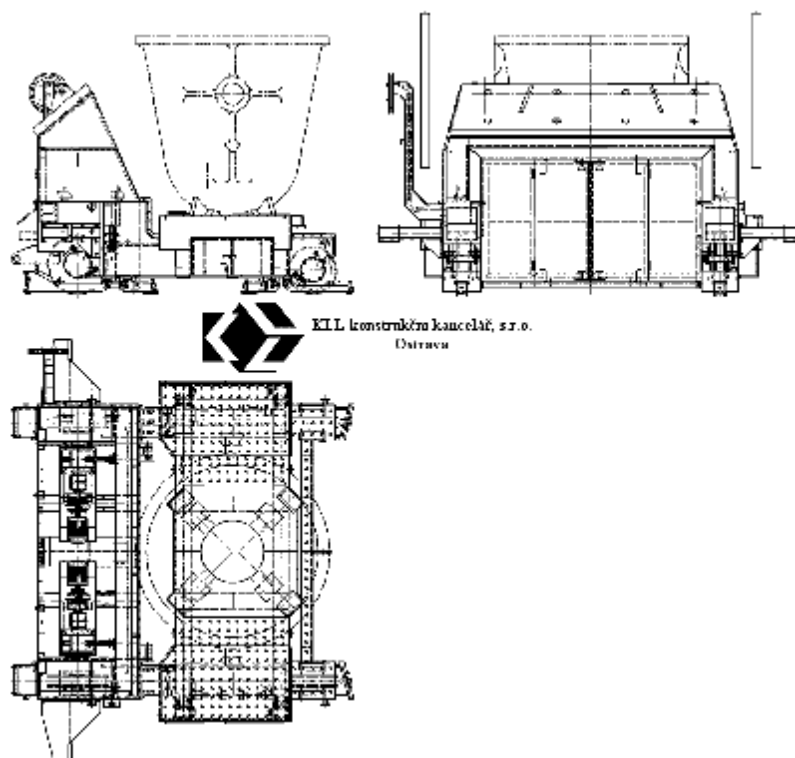
Vůz pro převoz struskové pánve z (obr. 4) musí být tažen lokomotivou. Je vybaven mechanismem pro vyprázdnění pánve. Tento mechanismus je tvořen hřebenem a ozubeným kolem. Ozubené kolo je spojeno perem k hřídeli a celá tato část je přišroubována přírubou na výstupek struskové pánve. Hřeben je uchycen k rámu vozu.

1.3 Pánvové vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech

Jak vychází z názvu, myslíme tím takové vozy, které nemají, oproti obou předchozích typů, nápravy. Všechna kola jsou uložena samostatně, obvykle ve dvojici ložiskových domků s valivými ložisky. Pohon těchto vozů je výhradně pomocí elektromotorů s převodovkami. Pro pojezd se používá typizovaných jeřábových kol. Vůz pojíždí po jeřábových kolejnicích. Některé vozy jsou vybaveny sklápěcím zařízením pro vyprázdnění pánve. Potom můžeme vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech rozdělit na dva základní typy:

- vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech bez možnosti sklápění
- vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech s možností sklápění

Pánvové vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech bez možnosti sklápění



Obr. 5 – Struskový vůz 70 t, dodavatel: INVESTCOM a.s. Ostrava [3]

Struskový vůz 70 t (obr. 5) je určen pro transport struskové pánve po přímém kolejišti. Ve výchozí poloze je do vozu uložena speciálním kolovým vozidlem prázdná pánev. Vůz zajíždí pod ocelářskou pánev, kde je prováděno plnění pánve struskou. Po naplnění pánve vůz odjíždí do výchozí polohy. Zde je plná pánev speciálním kolovým vozidlem vyjmutá z vozu a nahrazená novou prázdnou pávní. Vůz je vybaven vážícím zařízením umožňujícím vážení množství strusky v pánvi. Vůz je poháněn dvojicí elektropřevodovek 2 x 7,5 kW. Nosnost vozu je 70 tun.

Pánvové vozy pohybující se po samostatně uložených jeřábových kolech s možností sklápění



Obr. 6 – Pánvový vůz Whiting, 130 t (Kanada) [5]

Velmi sofistikovaný pánvový vůz Whiting (obr. 6) umožňuje nejen naklápění, ale i rotaci uložené pánve. Zabudovaná točna umožňuje otočení pánve o 90° směrem k licí pozici. Válce pro zvedání a pouštění pánve jsou vybaveny vážícím zařízením. Kontrolní systémy zajistí plynulé lití oceli. Vůz se vyrábí ve třech provedeních podle nosnosti. Nejmasivnější konstrukce vozu unese až 75 tun surového železa.

2. TECHNICKÁ ZPRÁVA S POPISEM FUNKCE ZAŘÍZENÍ A JEHO CELKOVÉHO PROVEDENÍ

Základem vozu (obr. 7, str. 18) je rám (1) svařený ze skříňových profilů z plechů tloušťky 10 mm. Rám vozu je konstruován tak, aby všechna kola pojezdu byla symetricky zatížena. Na hlavní příčné nosníky rámu (20) jsou přivařeny čtyři usazovací desky (22), z nichž dvě jsou vrtané pro nasazení čepů. Jeden z hlavních příčných nosníků je rovněž vrtán pro uložení čepů. Tento systém zajišťuje přesné uložení odkládací desky (9) struskové mísy (8).

Na rám vozu je uložena odnímatelná odkládací deska (9, 10), svařená z tlustých plechů tloušťky 20 mm a širokých profilů I DIN 1025, které pomáhají odvádět teplo z rámové konstrukce.

Odkládací deska a hnací ústrojí jsou chráněny žárobetonovou vyzdívkou (18) (příloha A). Žárobeton chrání konstrukci vozu proti předčasné degradaci. Žárobeton je na voze usazen pomocí obkládacích a bočních podpůrných plechů (11).

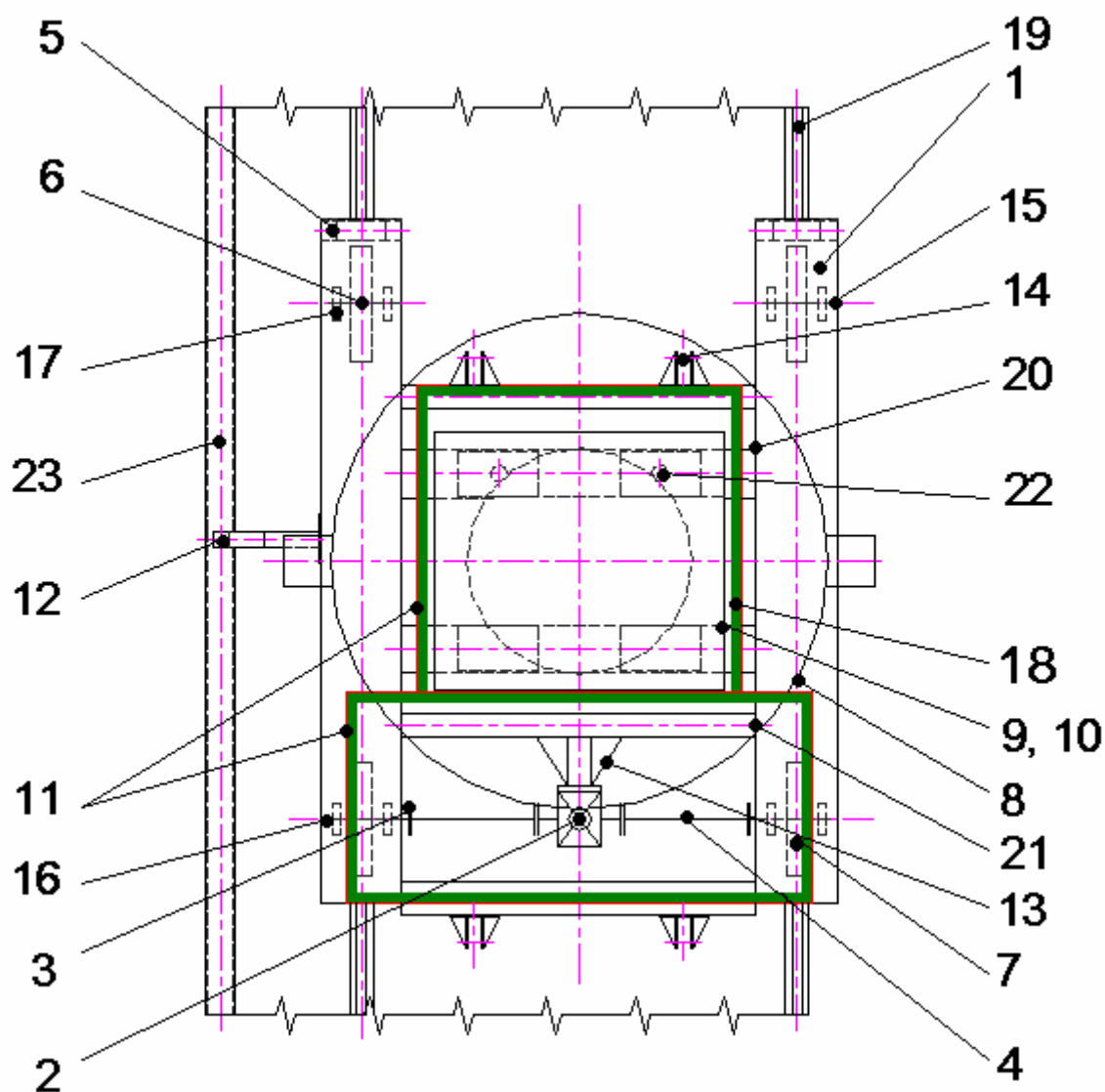
Pojezd vozu zajišťuje čtveřice samostatně uložených jeřábových kol (6, 7) průměru 710 mm. Kola jsou samostatně uložena. Každé kolo je uloženo na hřídeli. Přední kola na hřídelích (15) a zadní kola na hřídelích (16) ve dvojici ložiskových domků se soudečkovými ložisky SKF 22316 E (17).

Základem hnací ústrojí je elektro-převodovka NORD GEAR SK 9042.1 o výkonu 4,4 kW (2) (příloha B). Elektro-převodovka je spojena s rámem pomocí svařené konzoly (13) na poslední příčný nosník vozu (21). Napájení elektromotoru zajišťuje pohyblivý uzavřený řetězový kabelový systém MP 65 G typ FL 107, firmy SCHMACHTL (23)* (příloha C). Na straně provozu kabelového systému je k rámu vozu připojeno rameno kabelů (12), chránící průvės kabelů mezi vozem a řetězovým systémem proti padající strusce a utržení. Spojení mezi hnacím agregátem a samostatně uloženými koly zajišťují dva průběžné hřídele (4) a čtveřice přírubových spojek PLANET 2000 velikosti 85 (3) (příloha D).

Vůz se struskovou mísou pojíždí po jeřábových kolejnicích JK 65 (19), které jsou zapuštěné tak, aby hlava koleje byla na hutní úrovni.

Shrnovací zařízení (5) uložené na otočných čepech, před předními koly, chrání kolejnice před nečistotami.

Čtveřice jeřábových ok slouží k manipulaci s vozem v případě oprav nebo likvidace vozu po ukončení jeho provozu (14).



Obr. 7 - Schéma kolejového vozu pro převážení struskové mísy

Legenda podle výkresu DIP-DOS159-00: (1) rám vozu, (2) elektro-převodovka, (3) přírubová spojka, (4) průběžný hřídel, (5) shrnovací zařízení, (6) uložení předního kola, (7) uložení zadního kola, (8) strusková mísa, (9) odkládací deska, (10) vana pro odvod tepla z konstrukce rámu vozu, (11) obkládací desky žárobetonu, (12) rameno kabelového řetězového energetického systému, (13) konzola elektro-převodovky, (14) jeřábové oko, (15) hřídel předního kola, (16) hřídel zadního kola, (17) soudečkové ložisko, (18) žárobetonová vyzdívka, (19) jeřábové kolejnice

Legenda podle výkresu DIP-DOS159-01: (20) příčný nosník 320, (21) příčný nosník 160, (22) usazovací deska s dírou pro čep

*(23) pohyblivý uzavřený řetězový kabelový systém – není součástí propracovaného návrhu, proto se neobjevuje ani na jednom z doložených výkresů.

3. FEM ANALÝZA NAVRŽENÉHO RÁMU VOZU

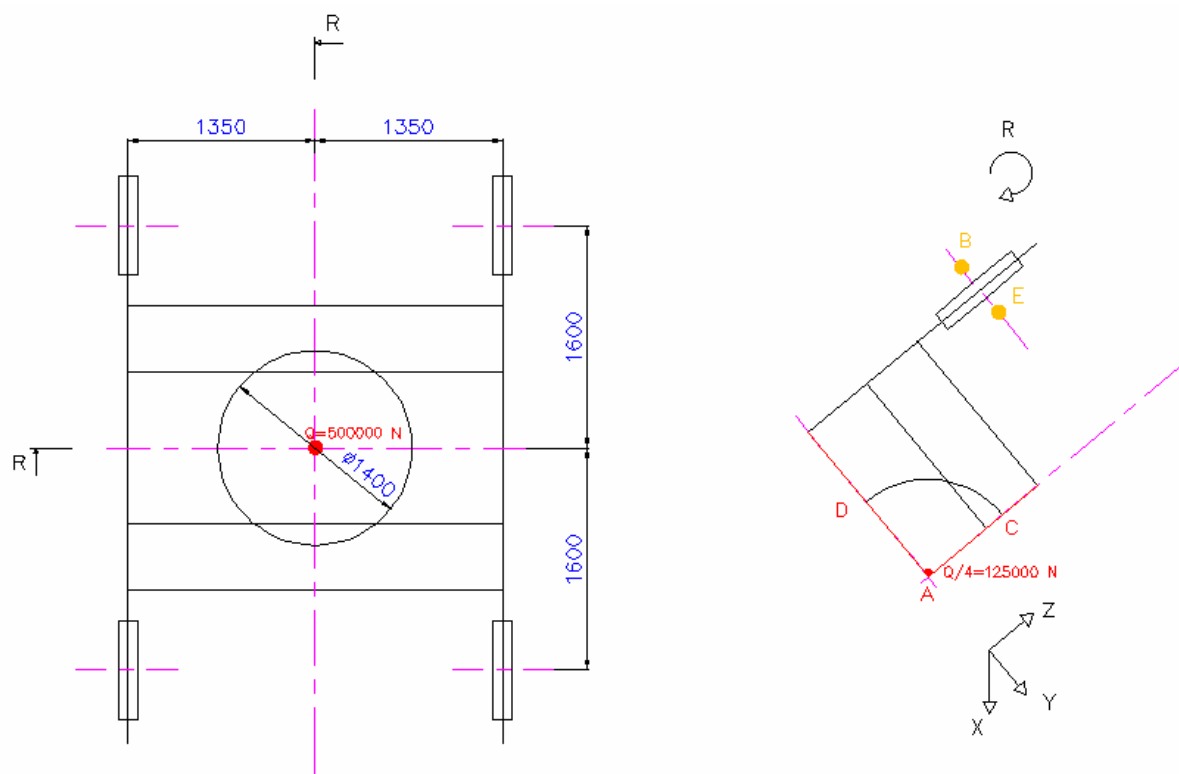
S OHLEDEM NA HMOTOVÉ A TEPLOTNÍ ZATÍŽENÍ KONSTRUKCE

Navržený rám převážecího vozu je zatížen nesenou tíhou naplněné mísy se struskou (požadovaná nosnost 50 t), dále vlastní tíhou rámu vozu, tíhou pohonu a tíhou dalších doplňkových zařízení (celková hmotnost 9225 kg) a nakonec teplotou dna struskové mísy naplněné struskou o předpokládané maximální teplotě 300 °C.

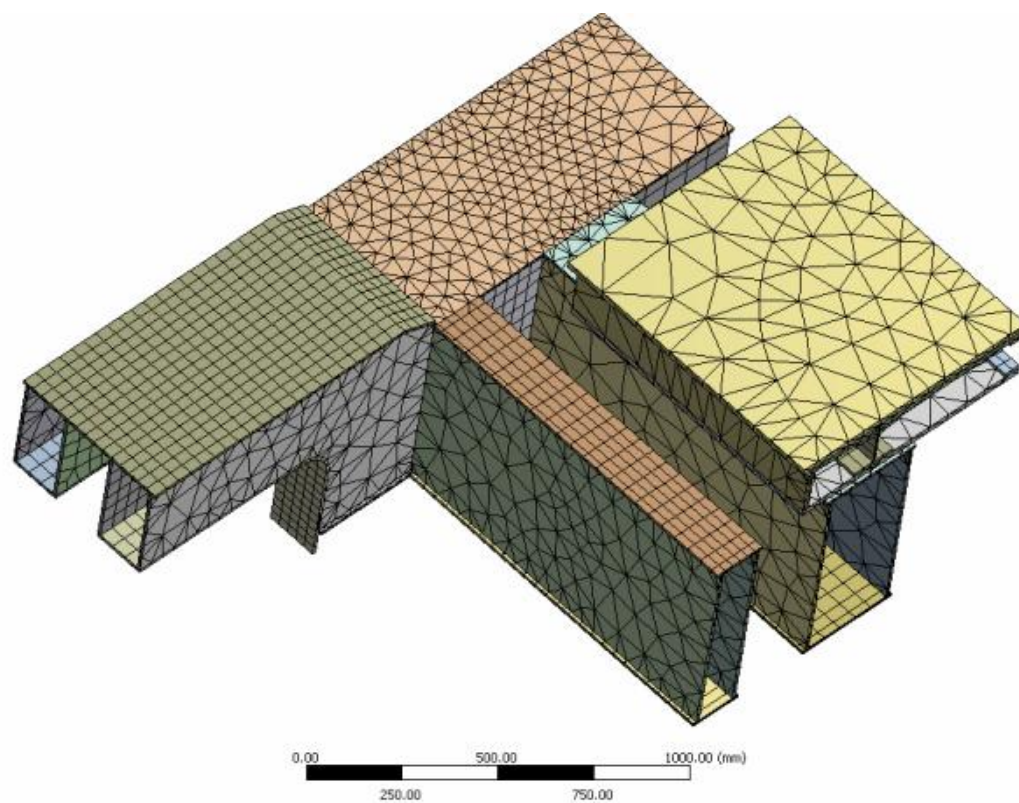
Pro kontrolu rámu zatíženého výše uvedenými vlivy, byl využit software na ANSYS verze 12.

Navržený model byl díky podélné i příčné symetrie minimalizován na jednu čtvrtinu, pro zkrácení výpočtového času. Dále na něj byla aplikována konečno-prvková síť a okrajové podmínky.

Nastavení souřadného systému je patrné z obrázku 8. Osa Z je situována ve směru pojezdu rámu vozu, osa Y ve směru příčném proti ose Z a osa X kolmo na rám ve směru působení tíhy veškeré hmoty.



Obr. 8 – schéma výpočtového modelu rámu pro analýzu FEM

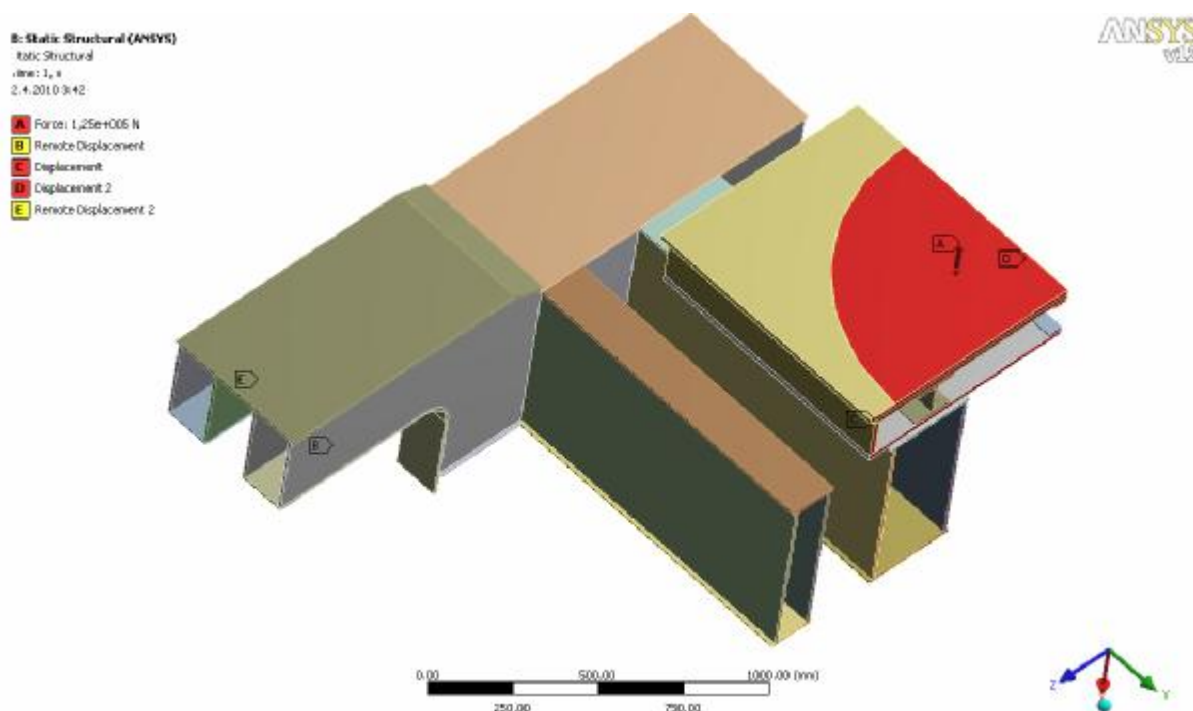


Obr. 9 - Konečno-prvková síť (mesh), aplikovaná na výpočtový model (ANSYS v12)

Počet prvků: 17323

Počet uzlů: 44291

3.1 Analýza FEM pro rám vozu zatížený tíhou plné mísy a vlastní konstrukcí vozu



Obr. 10 – Aplikace okrajových podmínek na rám zatížený tíhou

Okrajové podmínky (komentář k obrázku 10):

A) Čtvrtina síly tedy 125000 N působící na čtvrtinu výpočtového modelu v místě kontaktu mísy s rámem na průměru 1400 mm.

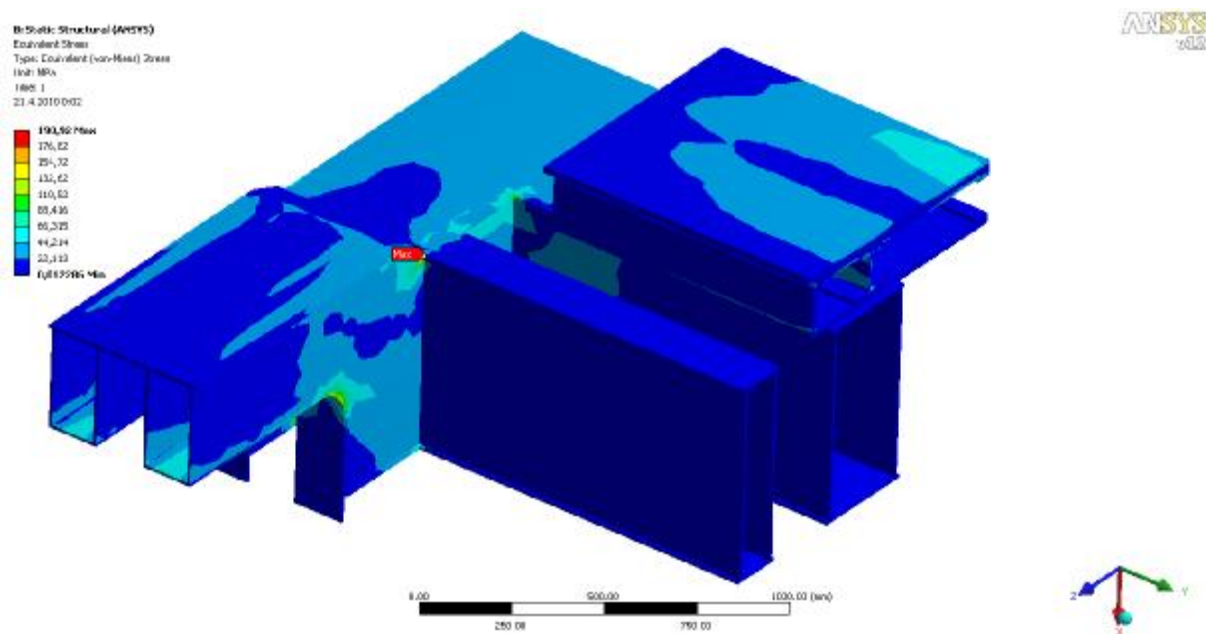
B) Pohyblivá vazba

C) Vazba odebírající možnost pohybu v ose X

D) Vazba odebírající možnost pohybu v ose X

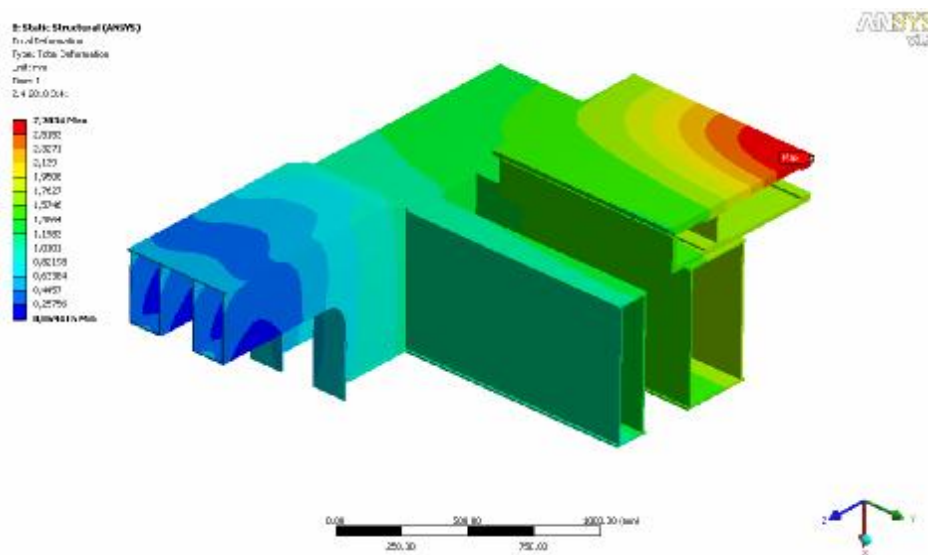
E) Pohyblivá vazba

Výsledky:



Obr. 11 - Ekvivalentní napětí (von-Mises) [MPa]

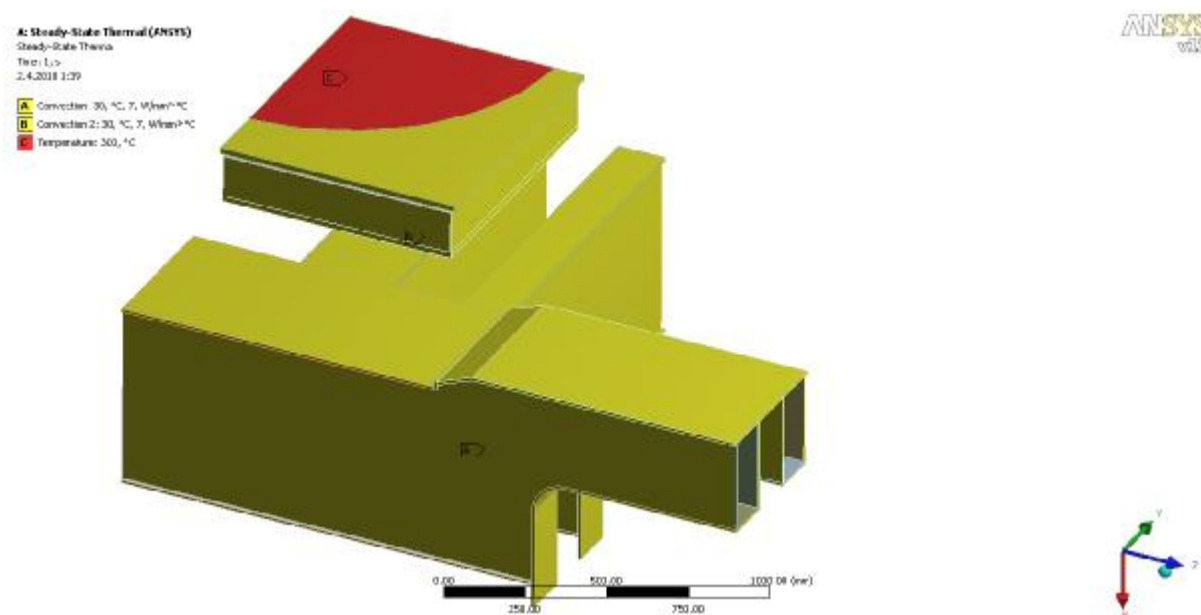
V místě koncentrace napětí označeném na obrázku 11 červenou visačkou $MAX = 198,9 \text{ MPa}$.



Obr. 12 - Celková deformace v rámu [mm]

Celková deformace na obr. 12 je v místě uložení struskové mísy a dosahuje $MAX = 2,7 \text{ mm}$.

3.2 Analýza FEM pro rám vozu zatížený teplem



Obr. 13 – Aplikace okrajových podmínek na rám zatížený teplem

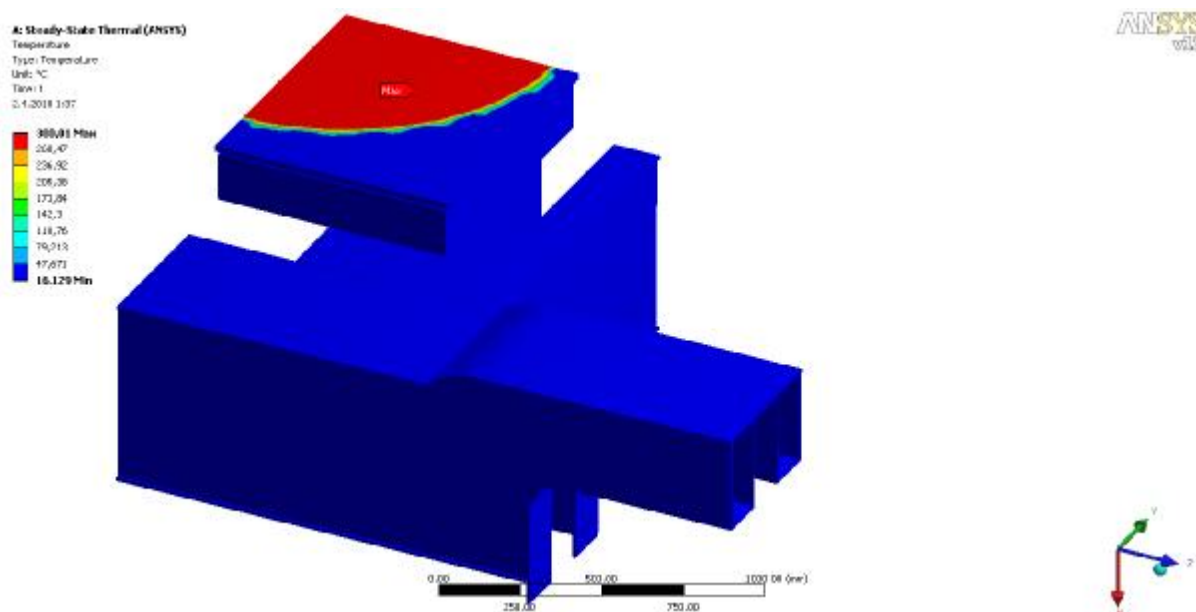
Pro zadání okrajových podmínek se uvažuje s prostupem tepla ze dna struskové mísy na povrch odkládací desky a s přestupem tepla z okolí na povrch a ven do okolí.

Okrajové podmínky (komentář k obrázku 13):

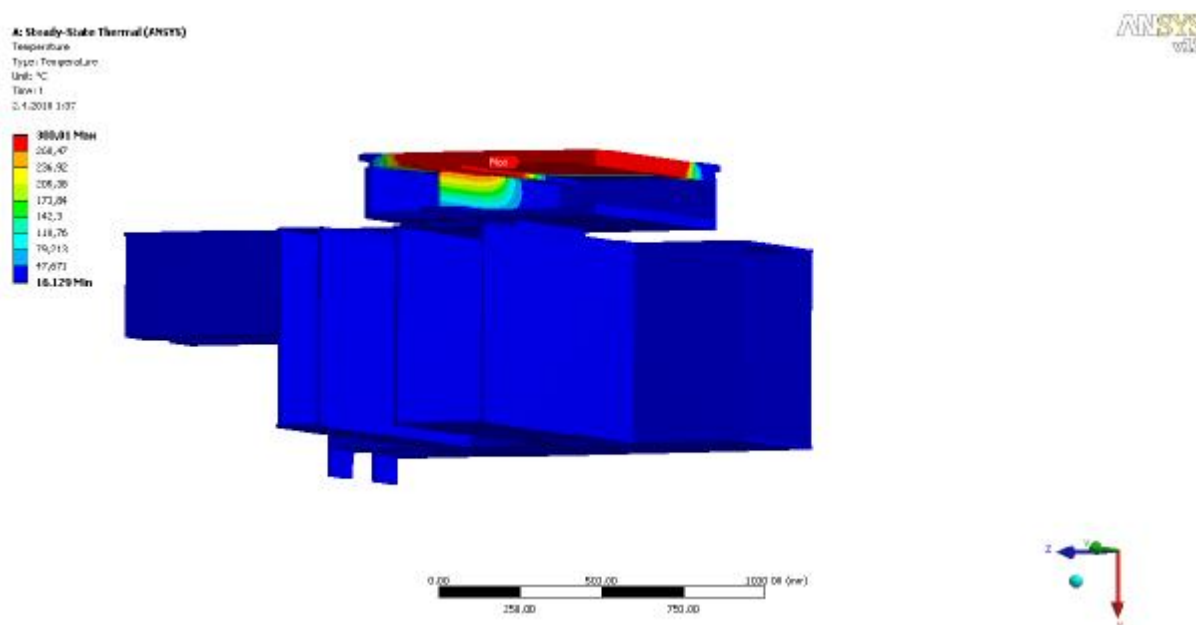
A) a B) Přestup tepla: teplota okolí 30 °C, součinitel přestupu tepla z prostředí do stěny a naopak $\alpha = 7 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, tedy $7 \cdot 10^{-6} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ voleno podle [6].

C) Povrchová teplota dna struskové mísy 300 °C

Výsledky:



Obr. 14 – Průběh teplot v rámu při ustáleném stavu v $[^{\circ}\text{C}]$ (pohled z vrchu)



Obr. 15 – Průběh teplot v rámu při ustáleném stavu v $[^{\circ}\text{C}]$ (pohled ze spod a zezadu)

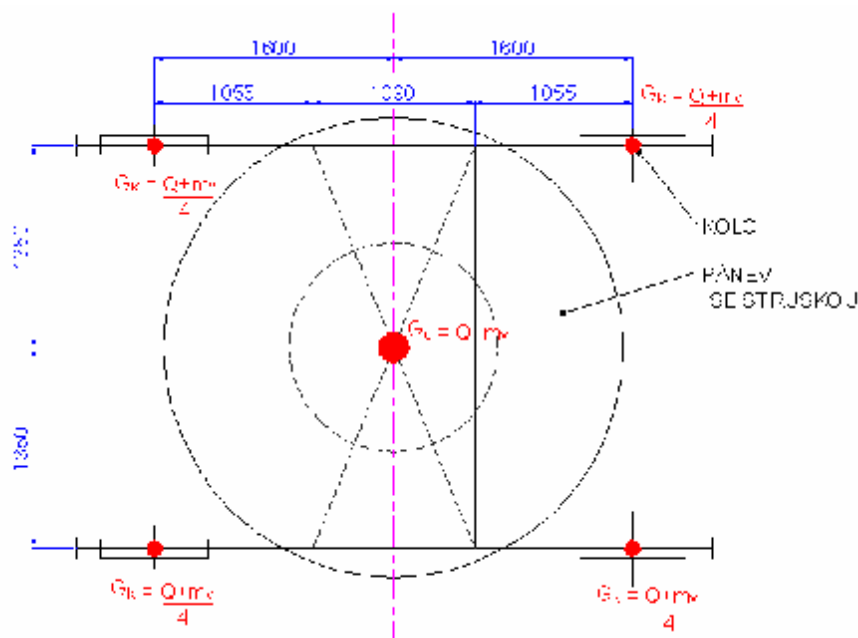
Z obrázků 14 a 15 je zřejmé, že chladicí vana vyztužená profily I DIN 1025 – IPB 140 zajistí ochranu rámu vozu před nepříznivým vlivem vysokých teplot.

4. NÁVRH POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ VOZU

4.1 Zatížení zvolených jeřábových kol a určení jejich skutečné trvanlivosti

Z konstrukčních a provozních požadavků byla zvoleny jeřábová kola s normalizovaným průměrem 710 mm podle ČSN 42 2661.1, provozované na jeřábových kolejnicích JK 65 (příloha E).

- Stanovení síly působící na jedno kolo od zatížení tíhy vozu, struskové pánve a strusky
 $F_k [N]$:



Obr. 16 – Tíha $G_k [kg]$ na jedno kolo od celkové tíhy $G_c [kg]$

Z obrázku vidíme, že konstrukce rámu je symetrická jak v ose pojezdu, tak v příčném řezu. Proto platí relace:

$$F_k = \frac{(Q + m_v) \cdot g}{4} = \frac{(50000 + 9225) \cdot 9,807}{4} \approx \underline{\underline{145200 \text{ N}}}$$

$Q [kg]$ – nosnost vozu (pánev, struska + rezerva)

$m_v [kg]$ – hmotnost vozu pro převážení struskové pánve

- Určení skutečné trvanlivosti navržených kol L_k [hod.]:

Určení skutečné životnosti jeřábových kol byla provedena podle [7].

součinitel počtu otáček f_n [1]:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{13,45}} = \underline{\underline{1,353}}$$

n_k [min] – otáčky pojezdových kol

redukovaný součinitel počtu otáček f'_n [1]:

$$f'_n = \frac{k_m}{F_k} \cdot D_k \cdot b_k \cdot f_n = \frac{9}{145205} \cdot 710 \cdot 55 \cdot 1,353 = \underline{\underline{3,274}}$$

Výpočet redukovaného součinitele počtu otáček f'_n je prováděn podle empirického vztahu.

Veličiny musí být dosazovány v uvedených jednotkách:

k_m [MPa] – materiálový koeficient pro jeřábová kola

b_k [mm] – činná šířka kolejnice JK 65: $b_k = (A - 2 \cdot r_k) = (65 - 2 \cdot 5) = \underline{\underline{55 \text{ mm}}}$

A [mm] – celková šířka kolejnice

r_k [mm] – poloměr hlavy kolejnice

skutečná trvanlivost kol L_k [hod.]:

$$L_k = 500 \cdot f_n^3 = 500 \cdot 3,274^3 = \underline{\underline{17552 \text{ hod}}}$$

ekvivalentní zatížení jeřábových kol při nepřetržitém provozu L_{ek} [hod.]:

$$L_{ek} = 8544 \cdot e_v = 8544 \cdot 0,1 = \underline{\underline{854 \text{ hod}}}$$

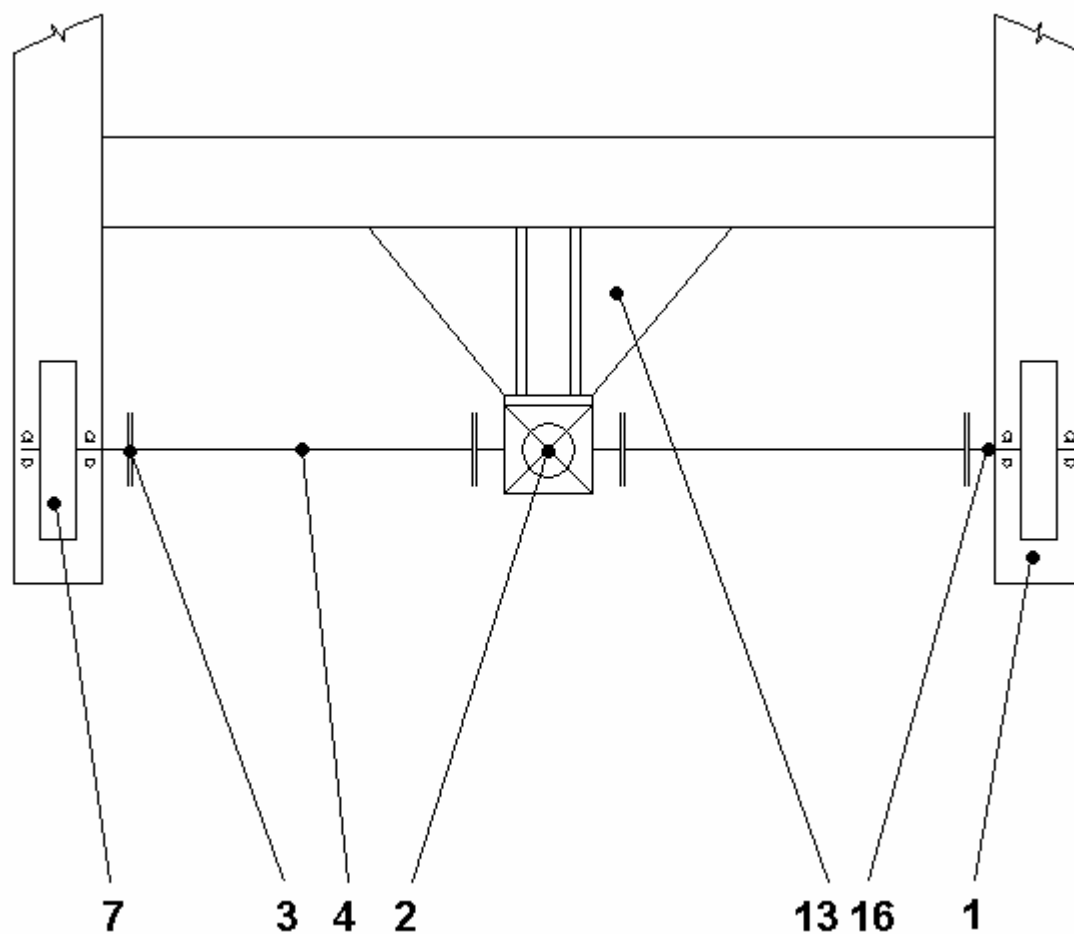
e_v [1] – součinitel využití vozu při nepřetržitém provozu

skutečná trvanlivost jeřábových kol vyjádřená počtem let L_{rk} [léta]:

$$L_r = \frac{L_k}{L_{ek}} = \frac{17552}{854} = \underline{\underline{20,6 \text{ let}}}$$

4.2 Návrh pohonu pojezdového ústrojí vozu

Podkapitola 4.2 byla zpracována podle [7].



Obr. – 17 Schéma navrženého pojezdového ústrojí vozu: Legenda podle výkresu DIP-DOS159-00:
(1) rám vozu, (2) elektro-převodovka, (3) přírubová spojka, (4) průběžný hřídel, (7) uložení zadního kola, (13) konzola elektro-převodovky, (16) hřídel zadního kola

4.2.1 Stanovení celkového jízdního odporu W [N]

$$W = \frac{2 \cdot (Q + m_v) \cdot g}{D_k} \cdot (x + f_c \cdot r_c) \cdot k_o$$

$$W = \frac{2 \cdot (50000 + 9225) \cdot 9,807}{0,71} \cdot (7 \cdot 10^{-4} + 0,02 \cdot 0,04) \cdot 2$$

$$\underline{\underline{W = 4908 \text{ N}}}$$

Q [kg] – nosnost vozu

m_v [kg] – hmotnost vozu

g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení

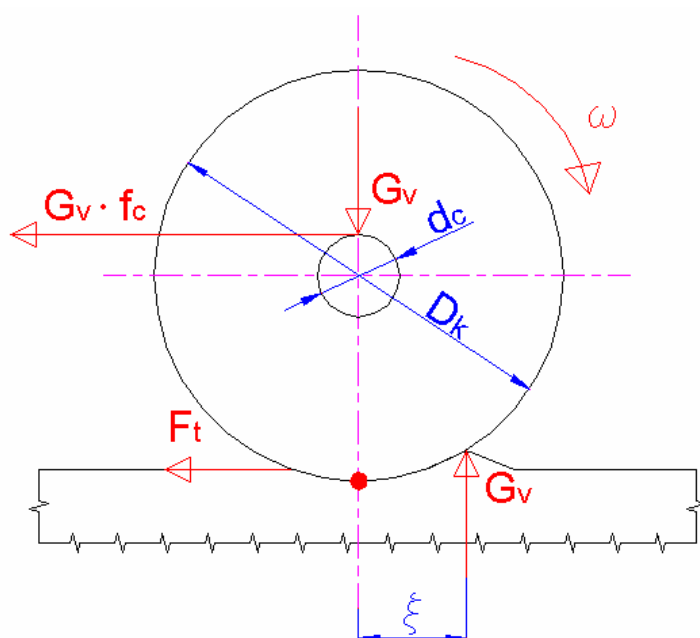
D_k [m] – průměr kola

x [m] – rameno valivého tření

f_c [m] – součinitel čepového tření

r_c [m] – poloměr čepu kola

k_o [l] – součinitel zahrnující vliv dalších odporů proti pojíždění jako je tření nákolků apod.



Obr. 18 - Princip výpočtu jízdního odporu při odvalování kola po podložce

4.2.2 Stanovení potřebného výkonu a volba hnacího elektromotoru pojezdu P_m [W]

$$P_m = \frac{W \cdot v_p}{h_p} = \frac{4908 \cdot 0,5}{0,8}$$

$$\underline{\underline{P_m = 3068 \text{ W}}}$$

$v_p [m.s^{-1}]$ – pojezdová rychlost vozu

$h_p [1]$ – účinnost převodovky a pojezdového mechanismu

- Parametry zvoleného elektromotoru:

Pro pohon vozu byla zvolena dvojice elektromotorů SIEMENS IEC132 (pozice [2] výkresu DIP-DOS159-00) s těmito parametry:

Jmenovitý výkon: $P_m = 4400 \text{ W} = 4,4 \text{ kW}$

Otáčky: $n_l = 23,33 \text{ s}^{-1}$ tedy $n_l = 1400 \text{ min}^{-1}$

Jmenovitý moment: $M_{Nl} = 36,1 \text{ N.m}$

Poměrný záběrný moment: $x_z = 2,5$

Moment setrvačnosti: $J_m = 0,018 \text{ kg.m}^2$

4.2.3 Stanovení otáček pojízďecích kol $n_k [min^{-1}]$ a volba převodovky

$$n_k = \frac{v_p}{p \cdot D_k} = \frac{0,5}{p \cdot 0,71}$$

$$\underline{\underline{n_k = 0,2242 \text{ s}^{-1} = 13,45 \text{ min}^{-1}}}$$

- Potřebný převod převodovky $i_{pp} [1]$:

$$i_{pp} = \frac{n_1}{n_k} = \frac{1400}{13,45}$$

$$\underline{\underline{i_{pp} = 104,091}}$$

- Parametry zvolené převodovky:

Pro pohon vozu byla zvolena elektro-převodovka NORD GEAR (pozice [2] výkresu DIP-DOS159-00) s těmito parametry:

Převod: $i_{ps} = 95,56$

Výstupní moment: $M_2 = 2800 \text{ N.m}$

Výstupní otáčky: $n_2 = 0,25 \text{ s}^{-1} = 15 \text{ min}^{-1}$

Účinnost: $\eta_p = 0,8$

- Skutečná rychlost pojezdu $v_{ps} [m.s^{-1}]$:

$$v_{ps} = p \cdot D_k \cdot \frac{n_1}{i_{ps}} = p \cdot 0,71 \cdot \frac{1400}{95,56}$$

$$\underline{\underline{v_{ps} = 0,545 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

4.2.4 Kontrola rozběhového momentu motoru

„Při rozběhu musí být točivý moment motoru dostatečně velký, aby překonal jednak moment pasivních odporů, jednak inerční momenty hmot posuvných, konajících přímočarý pohyb a hmot rotujících, konajících pohyb otáčivý. Zpravidla je postup takový, že je vypočtena skutečná doba rozběhu t_R [s] a posoudí se zda není příliš dlouhá, to znamená, že rozběhový moment motoru je dostatečný.“ *

Doba rozběhu t_R [s] je zjištěna řešením této soustavy rovnic:

$$M_{st} = \frac{W_{odp} \cdot D_k}{2 \cdot i_{ps} \cdot h_p}$$

$$F_{ip} = (Q + m_v) \cdot \frac{v_{ps}}{t_R}$$

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot D_k}{2 \cdot i_{ps} \cdot h_{ps}}$$

$$M_{ir} = b \cdot J_m \cdot \frac{2 \cdot p \cdot \frac{n_1}{60}}{t_R}$$

$$M_r = x_z \cdot \frac{P_m}{2 \cdot p \cdot \frac{n_1}{60}}$$

$$M_r = M_{st} + M_{ip} + M_{ir}$$

- Moment pasivních odporů redukováný na hřídel motoru M_{st} [N.m]:

$$M_{st} = \frac{W_{odp} \cdot D_k}{2 \cdot i_{ps} \cdot h_p} = \frac{4908 \cdot 0,71}{2 \cdot 95,56 \cdot 0,8}$$

$$\underline{\underline{M_{st} = 22,792 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

*[7] MARTÍNEK, Petr. Transportní zařízení: (řešené příklady). 1. vyd. Ostrava:

VŠB – Technická Univerzita. 1993. 109 s. ISBN 80-7078-165-3

- Inerční síla posuvných hmot redukováný na hřídel motoru F_{ip} [N]:

$$F_{ip} = (Q + m_v) \cdot \frac{v_{ps}}{t_R} = (50000 + 9225) \cdot \frac{0,545}{t_R}$$

$$\underline{\underline{F_{ip} = 10979 \text{ N}}}$$

- Moment inerčních posuvných hmot redukováný na hřídel motoru M_{ip} [N.m]:

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot D_k}{2 \cdot i_{ps} \cdot h_{ps}} = \frac{10979 \cdot 0,71}{2 \cdot 95,56 \cdot 0,8}$$

$$\underline{\underline{M_{ip} = 50,98 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

- Inerční moment rotujících hmot M_{ir} [N.m]:

$$M_{ir} = b \cdot J_m \cdot \frac{2 \cdot p \cdot \frac{n_1}{60}}{t_R} = 1,4 \cdot 0,018 \cdot \frac{2 \cdot p \cdot \frac{1400}{60}}{t_R}$$

$$\underline{\underline{M_{ir} = 1,26 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

- Maximální točivý moment motoru při rozběhu M_r [N.m]:

$$M_r = x_z \cdot \frac{P_m}{2 \cdot p \cdot \frac{n_1}{60}} = 2,5 \cdot \frac{4400}{2 \cdot p \cdot \frac{1400}{60}}$$

$$\underline{\underline{M_r = 75,03 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

- Doba rozběhu t_R [s]:

$$M_r = M_{st} + M_{ip} + M_{ir}$$

$$75,03 = 22,792 + \frac{M_{ip}}{t_R} + \frac{M_{ir}}{t_R}$$

$$\underline{\underline{t_R = 2,94 \text{ s}}}$$

*„Doba rozběhu jeřábových vozíků nemá přesáhnout 5 – 6 s. Tuto hodnotu doby rozběhu uvažujeme i u hutních pánvových vozů. Z výpočtu vyplývá, že hodnota doby rozběhu splňuje danou podmínku.“ **

**[7] MARTÍNEK, Petr. Transportní zařízení: (řešené příklady). 1. vyd. Ostrava:*

VŠB – Technická Univerzita. 1993. 109 s. ISBN 80-7078-165-3

4.2.5 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezi

- součet zatížení všech poháněcích kol pojezdu G_a [N]:

$$G_a = \frac{1}{2} \cdot (Q + m_v) \cdot g$$

$$G_a = \frac{1}{2} \cdot (50000 + 9225) \cdot 9,807$$

$$\underline{\underline{G_a = 290399 \text{ N}}}$$

*Poháněna jsou dvě kola. Proto vzorec začíná jednou polovinou.

*„Smykové tření mezi poháněnými koly a kolejnicí musí být větší nebo rovno tažné síle motoru redukované na obvod pojížděcích kol.“ **

$$f_a \cdot G_a \geq W + F_{ip}$$

$$0,15 \cdot 290399 \geq 4908 + (50000 + 9225) \cdot \frac{0,545}{t_{R\min}}$$

$$\underline{\underline{t_{R\min} \geq 0,835 \text{ s}}}$$

f_a [1] – součinitel smykového tření mezi pojížděcími koly a kolejí.

*[7] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: (řešené příklady)*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická Univerzita. 1993. 109 s. ISBN 80-7078-165-3

4.2.6 Výpočet brzdy pojízďecího ústrojí

„K zastavení vozu je třeba brzdný moment M_b [N.m], který působí společně s momentem pasivních odporů M_{stb} [N.m] proti inerčním momentům posuvných M_{ipb} [N.m] a rotujících hmot M_{irb} [N.m].“ *

$$M_b = M_{ipb} + M_{irb} - M_{stb}$$

„Všechny momenty je třeba redukovat na hřídel brzdy, což je vždy hřídel motoru. Výpočet se provádí analogicky s výpočtem uvedeným v odstavci 4.2.4, s tím rozdílem, že účinnost převodu je nyní v čitateli.“ *

$$M_{stb} = \frac{W \cdot D_k \cdot h_p}{2 \cdot i_{ps}} = \frac{4908 \cdot 0,71 \cdot 0,8}{2 \cdot 95,56}$$

$$\underline{\underline{M_{stb} = 14,587 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$$M_{ipb} = (Q + m_v) \cdot \frac{D_k \cdot v_{ps}}{2 \cdot i_{ps}} \cdot h_p \cdot \frac{1}{t_b}$$

$$M_{ipb} = (50000 + 9225) \cdot \frac{0,71 \cdot 0,545}{2 \cdot 95,56} \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{3}$$

$$\underline{\underline{M_{ipb} = 31,955 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$$M_{irb} [\text{N.m}] = M_{ir} [\text{N.m}] = 1,26 \text{ N.m (kap. 4.2.4)}$$

$$M_b = M_{ipb} + M_{irb} - M_{stb}$$

$$M_b = 31,955 + 1,26 - 14,587$$

$$\underline{\underline{M_b = 18,368 \text{ N.m}}}$$

*[7] MARTÍNEK, Petr. Transportní zařízení: (řešené příklady). 1. vyd. Ostrava:

VŠB – Technická Univerzita. 1993. 109 s. ISBN 80-7078-165-3

„Brzdná doba t_b [s] se předběžně volí 3 – 4 s. Skutečná brzdná doba musí ležet mezi hodnotami $t_{b\min}$ [s] a $t_{b\max}$ [s]. Minimální brzdná doba $t_{b\min}$ [s] vyplývá z kontroly brzdy na blokování pojízďecích kol, maximální doba zastavování $t_{b\max}$ [s] se určuje za předpokladu, že není vyvozdován brzdný moment a vůz se zastaví sám vlivem pasivních odporů.“ *

- Kontrola na blokování

$$f_a \cdot 2 \cdot G_a = F_{ip} - W \cdot \frac{x_1}{x}$$

$$0,15 \cdot 2 \cdot 290399 = 10979 - 4908 \cdot \frac{2}{4}$$

$$\underline{\underline{t_{b\min} = 0,36 \text{ s}}}$$

x_1 [l] – počet nebrzděných kol

x [l] – celkový počet kol

„Maximální doba zastavování $t_{b\max}$ [s] se určuje z rovnosti kinetické energie pohyblivých hmot soustavy a mechanické práce brzdných sil za předpokladu, že energie rotujících hmot je přibližně rovna 15 % energie hmot posuvných, proto koeficient 0,15. V následující energetické rovnici s_{\max} [m] představuje dráhu, na které se vůz zastaví vlivem pasivních odporů.“ *

$$1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (Q + m_k) \cdot v_{ps}^2 = W \cdot s_{\max}$$

$$1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (50000 + 9225) \cdot 0,545^2 = 4908 \cdot s_{\max}$$

$$\underline{\underline{s_{\max} = 2,058 \text{ m}}}$$

$$t_{b\max} = \frac{2 \cdot s_{\max}}{v_{ps}} = \frac{2 \cdot 2,058}{0,545}$$

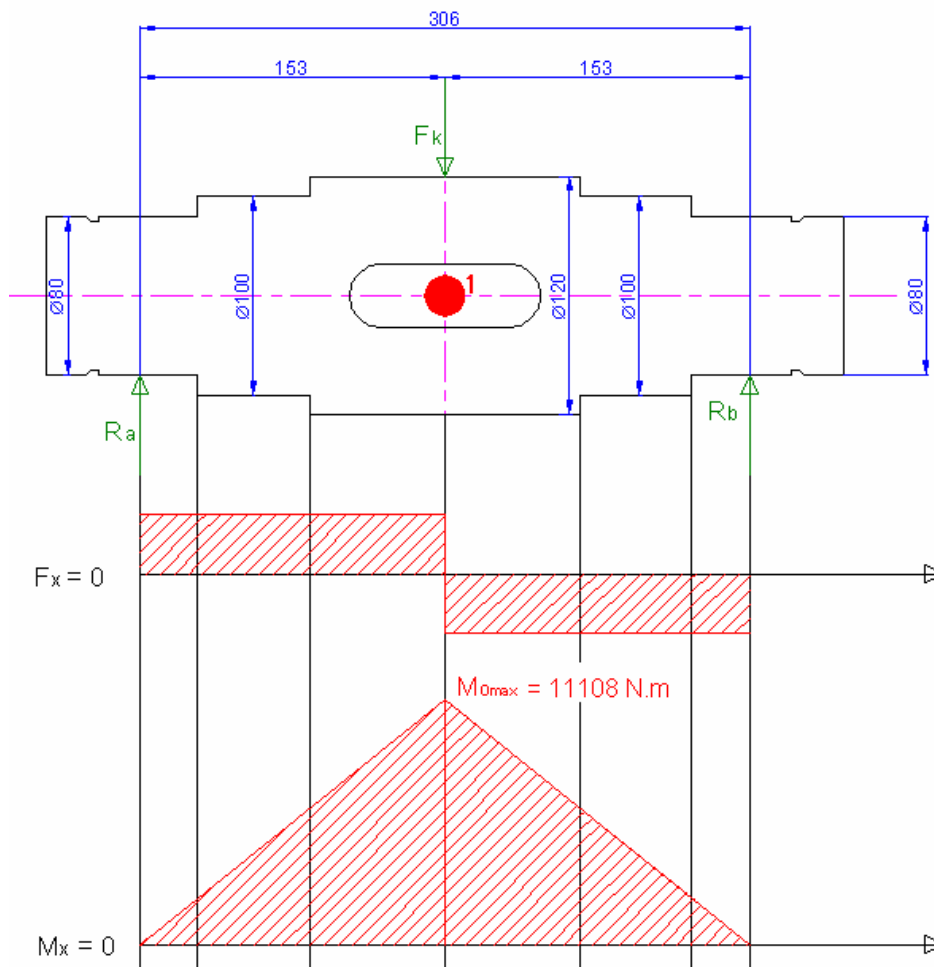
$$\underline{\underline{t_{b\max} = 7,558 \text{ s}}}$$

*[7] MARTÍNEK, Petr. Transportní zařízení: (řešené příklady). 1. vyd. Ostrava:

VŠB – Technická Univerzita. 1993. 109 s. ISBN 80-7078-165-3

4.3 Pevnostní kontrola hřídelí pohonu

4.3.1 Kontrola pevnostní únosnosti hřídele předního (nepoháněného) kola



Obr. 19 – Silový a momentový rozbor hřídele předního kola
(pozice [15] výkresu DIP-DOS159-00)

- Stanovení velikosti ohybového momentu v kritickém průřezu (1) $M_{Omax} [N.m]$:

$$M_{Omax} = \frac{F_k \cdot l_k}{4} = \frac{145200 \cdot 0,306}{4}$$

$$\underline{\underline{M_{Omax} = 11108 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$F_k [N]$ - síla působící na přední kolo

$l_k [m]$ - výpočtová délka hřídele (rozchod středů ložisek)

- Stanovení tvarového součinitele a_k [-] v kritickém průřezu (1):

Pro výpočet tvarového součinitele v drážce pro pero platí tato relace:

$$a_k = 2 + 0,05 \cdot \frac{b_d}{r_d} \quad [8]$$

$$a_k = 2 + 0,05 \cdot \frac{0,12}{0,001}$$

$$\underline{\underline{a_k = 3,6}}$$

b_d [m] - šířka drážky pro pero

r_d [m] - poloměr dna drážky

- Stanovení ohybového napětí v kritickém bodě (1) S_o [Pa]:

$$S_o = \frac{32 \cdot M_{O_{\max}}}{p \cdot d_{k(1)}^3} \cdot a_k = \frac{32 \cdot 11108}{p \cdot 0,12^3} \cdot 3,6$$

$$\underline{\underline{S_o = 235714837 \text{ Pa} = 235,7 \text{ MPa}}}$$

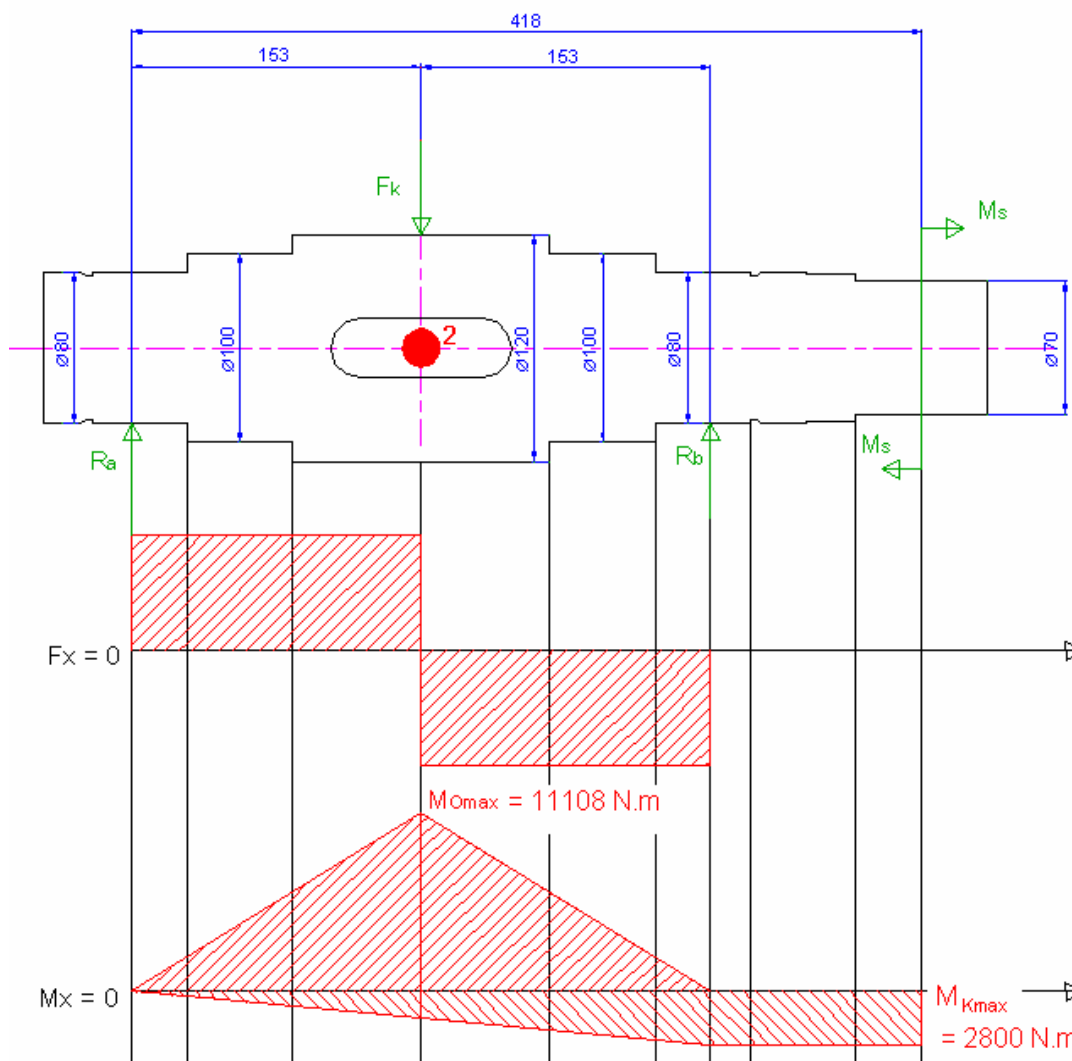
$d_{k(1)}$ [m] - kritický průřez hřídele v bodě (1)

- Stanovení bezpečnostního koeficientu k_1 [/I/] v bodě (1):

$$k_1 = \frac{R_e}{S_o} = \frac{340 \cdot 10^6}{235,7 \cdot 10^6} = \underline{\underline{1,442}}$$

R_e [Pa] - mez pevnosti volené oceli 11 600 podle [9]

4.3.2 Kontrola pevnostní únosnosti hřídele zadního (poháněného) kola



Obr.20 – Silový a momentový rozbor hřídele zadního kola
(pozice [16] výkresu DIP-DOS159-00)

Konstrukce navrženého rámu je symetrická jak v podélném tak v příčném směru. Pokud zanedbáme hmotnost pohonu a rozložení vyzdívky vozu, jsou síly od tíhy konstrukce působící na hřídele předních i zadních kol totožné.

Pak můžeme uvažovat: $F_{kp} = F_{kz} = 145200 \text{ N}$

Protože výpočtová vzdálenost ložisek jak předních, tak zadních hřídelí je totožná můžeme uvažovat s touto relací: $M_{O_{\max(P)}} = M_{O_{\max(Z)}} = \underline{\underline{11108 \text{ N} \cdot \text{m}}}$

Zatížení zadního hřídele je kromě ohybového momentu ovlivněno kroutícím momentem od elektro-převodovky $M_{k2} = 2800 \text{ N}$.

- Stanovení redukovaného napětí $s_{red} [Pa]$ od ohybového a kroutícího zatížení v kritickém bodě (2)

$$s_{red} = \left[\sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_o}{p \cdot d_{k(2)}^3} \right)^2} + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{p \cdot d_{k(2)}^3} \right)^2 \right] \cdot a_k$$

$$s_{red} = \left[\sqrt{\left(\frac{32 \cdot 11108}{p \cdot 0,12^3} \right)^2} + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 2800}{p \cdot 0,12^3} \right)^2 \right] \cdot 3,6$$

$$\underline{\underline{s_{red} = 241266128 \text{ Pa} = 241,3 \text{ MPa}}}$$

- Stanovení průměrné meze kluzu $R_{ek} [Pa]$ s ohledem na kombinované zatížení:

$$R_{ek} = \frac{R_{p0,2} + R_{es}}{2} = \frac{370 \cdot 10^6 + 260 \cdot 10^6}{2} = \underline{\underline{315 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 315 \text{ MPa}}}$$

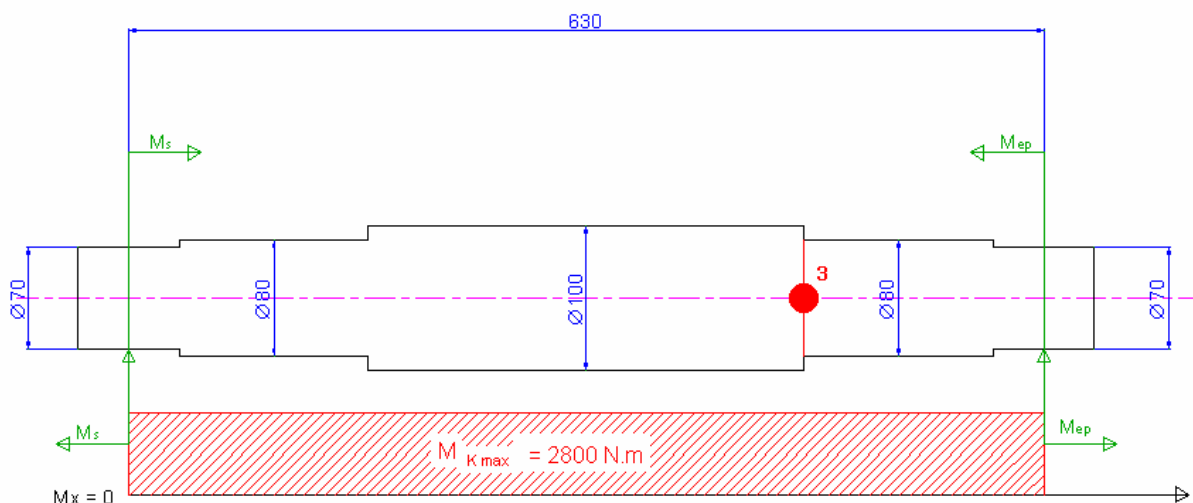
$R_{p0,2} [Pa]$ - mez kluzu v tahu volené oceli 11 700 podle [9]

$R_{es} [Pa]$ - mez kluzu ve smyku volené oceli 11 700 podle [9]

- Stanovení bezpečnostního koeficientu $k_2 [I]$ v kritickém bodě (2):

$$k_2 = \frac{R_{ek}}{s_{red}} = \frac{315 \cdot 10^6}{241,3 \cdot 10^6} = \underline{\underline{1,306}}$$

4.3.3 Kontrola pevnostní únosnosti průběžného hřídele



Obr. 21 – Momentový rozbor průběžného hřídele
(pozice [4] výkresu DIP-DOS159-00)

Tvarový součinitel v místě změny kritického průřezu (3) byl odečten z monogramu v [8] na základě těchto rozměrů:

$D_p [m]$ – největší průměr průběžného hřídele

$d_p [m]$ – navazující průměr osazení

$r_p [m]$ – poloměr zaoblení v místě osazení

Z dvou souřadnicového monogramu se odečítají tyto poměry rozměrů:

$$\frac{r_p}{d_p} = \frac{2}{80} = \underline{\underline{0,025}} \quad [1]$$

$$\frac{D_p}{d_p} = \frac{100}{80} = \underline{\underline{1,25}} \quad [1]$$

Odtud vychází tvarový součinitel pro kroucení hřídel v místě osazení $a_t = 2,1$

- Stanovení napětí v krutu t_k [Pa] v kritickém místě (3):

$$t_k = \frac{16 \cdot M_2}{p \cdot d_p^3} \cdot a_t$$

$$t_k = \frac{16 \cdot 2800}{p \cdot 0,8^3} \cdot 2,1$$

$$\underline{\underline{t_k = 58489442 \text{ Pa} = 58,5 \text{ MPa}}}$$

- Stanovení bezpečnostního koeficientu k_p [1] v kritickém místě (3):

$$k_p = \frac{R_{es}}{t_k} = \frac{190 \cdot 10^6}{58,5 \cdot 10^6} = \underline{\underline{3,248}}$$

R_{es} [Pa] – mez kluzu ve smyku volené oceli 11 500 podle [9]

4.4 Kontrola zvolených ložisek mezi hřídelemi a koly

Kontrola zvolených ložisek byla provedena podle [10].

Pro návrh pohonu byly pro všechny kola volena soudečková ložiska firmy SKF 22316 E (příloha F, pozice [17] výkresu DIP-DOS159-00) s těmito parametry:

Vnitřní průměr ložiska:	$d_l = 80 \text{ mm}, d_l = 0,08 \text{ m}$
Vnější průměr ložiska:	$D_l = 170 \text{ mm}, D_l = 0,17 \text{ m}$
Šířka ložiska:	$B_l = 58 \text{ mm}, B_l = 0,058 \text{ m}$
Dynamická únosnost	$C = 490 \text{ kN}, C = 490\,000 \text{ N}$
Mez únavového zatížení	$P_u = 54 \text{ kN}, P_u = 54\,000 \text{ N}$

- Stanovení ekvivalentního zatížení ložiska F_e [N]

$$F_e = \frac{F_k}{2} = \frac{145200}{2} = \underline{\underline{72600 \text{ N}}}$$

- Stanovení základní hodinové životnosti L_{h10} [hod.]

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{F_e} \right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k}$$
$$L_{h10} = \left(\frac{490000}{72600} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 13,45}$$
$$\underline{\underline{L_{h10} = 11924 \text{ hod.}}}$$

$a = 3,33$; součinitel zohledňující typ ložiska pro ložiska s čárovým stykem
 n_k [min] – otáčky pojezdových kol

- Stanovení součinitele a_{skf} [1]

střední průměr ložiska:

$$d_m = 0,5 \cdot (d_l + D_l) = 0,5 \cdot (0,08 + 0,17) = \underline{\underline{0,125 \text{ m}}} = \underline{\underline{125 \text{ mm}}}$$

požadovaná viskozita:

$$n_1 = f(d_m; n_k) \rightarrow f(125; 13,45) \rightarrow \underline{\underline{500 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}}} = \underline{\underline{5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Viskozita základového oleje zvoleného plastického maziva MOGUL LP 00 při teplotě 40 °C je podle katalogového listu (příloha G) $u = 300 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Teplotní rozsah použití zvoleného plastického maziva je -20 až 90 °C.

viskózní poměr k [1] :

$$k = \frac{u}{u_1} = \frac{300}{500} = \underline{\underline{0,6}}$$

poměr mezi mezí únavového zatížení a ekvivalentním zatížením s ohledem na prašnost provozu h_c :

$$h_c \cdot \frac{P_u}{F_e} = 0,8 \cdot \frac{54000}{72600} = \underline{\underline{0,595}}$$

Součinitel a_{skf} je funkcí těchto parametrů:

$$a_{skf} = f\left(k; h_c \cdot \frac{P_u}{F_e}\right) \rightarrow f(0,6; 0,595) \rightarrow \underline{\underline{3}} \quad [1]$$

- Stanovení modifikované životnosti L_{ha} [hod.]

$$L_{ha} = L_{h10} \cdot a_1 \cdot a_{skf} = 11924 \cdot 1 \cdot 3 = \underline{\underline{35772 \text{ hod.}}}$$

SPOLEHLIVOST [%]	SOUČINITEL a_1 [-]	ŽIVOTNOST L_{ha} [hod.]	ŽIVOTNOST L_{ha} [roky a měsíce]*
90	1	35771	4,1
95	0,62	22178	2,6
96	0,53	18959	2,2
97	0,44	15739	1,8
98	0,33	11804	1,4
99	0,21	7512	newyhovuje

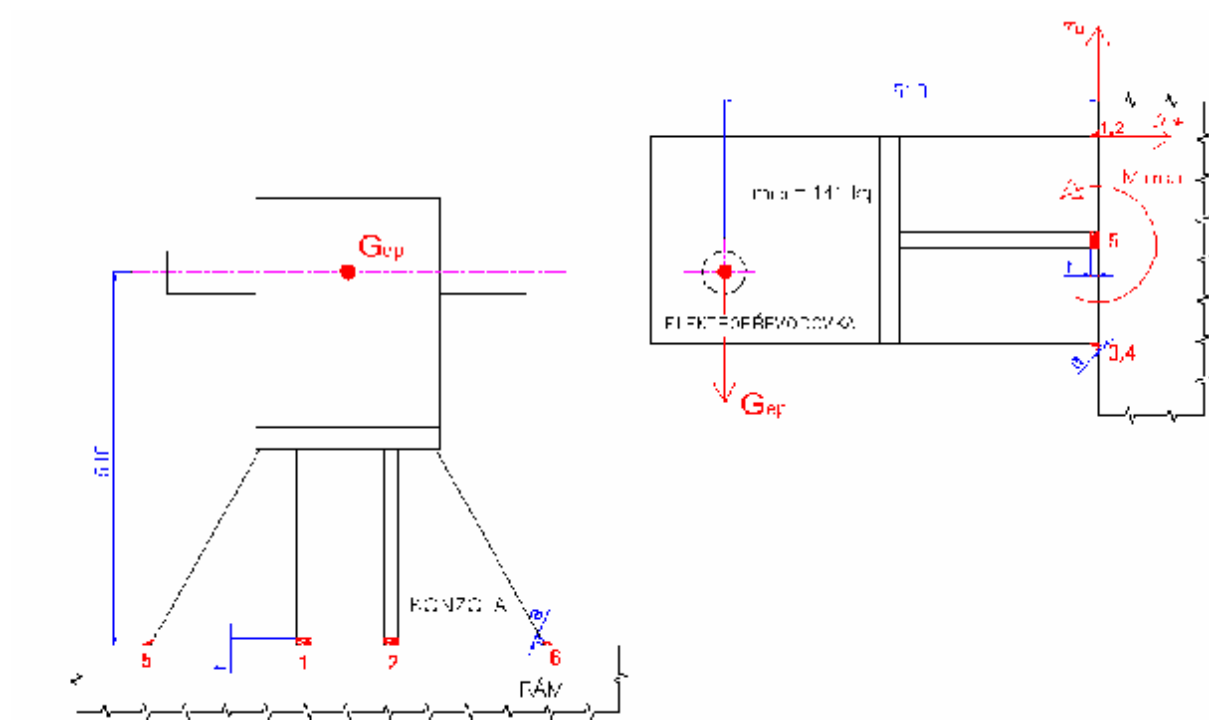
Tab. 1 – Modifikovaná životnost ložiska v závislosti na požadované spolehlivosti

* číslo před desetinou čárkou vyjadřuje životnost v letech

číslo za desetinou čárkou vyjadřuje dodatkové měsíce životnosti

4.5 Pevnostní kontrola svarů konzoly uchycující elektro-převodovku k rámu vozu

Výpočet namáhání koutových svarů byl proveden podle [11].



Obr. 22 - Rozmístění svarů vůči poloze elektro-převodovky, výpočtový model pozice [13] výkresu DIP-DOS159-00

- Stanovení tíhové síly od hmotnosti elektro-převodovky $G_{ep} [N]$

$$G_{ep} = m_{ep} \cdot g$$

$$G_{ep} = 141 \cdot 9,807$$

$$\underline{\underline{G_{ep} = 1383 \text{ N}}}$$

$m_{ep} [kg]$ – hmotnost elektro-převodovky

$g [m.s^{-2}]$ – gravitační zrychlení

- Smykové napětí ve svarech $t_{II} [Pa]$

$$t_{II} = \frac{G_{ep}}{i_s \cdot h_s \cdot a_s}$$

$$t_{II} = \frac{1383}{6 \cdot 0,02 \cdot 0,01} = \underline{\underline{1152500 Pa = 1,2 MPa}}$$

$i_s [-]$ – počet zatížených svarů

$h_s [m]$ – délka nejkratších svarů

$a_s [m]$ – charakteristický rozměr koutového svaru ($a_s = 0,7 \cdot t_s$, kde $t_s [m]$ je tloušťka svaru)

- Ohybové napětí ve svarech $t_{Mo} [Pa]$

$$t_{Mo} = \frac{M_o}{i_s \cdot W_o} = \frac{6 \cdot G_{ep} \cdot e_s}{i_s \cdot h_s^2 \cdot a_s} = \frac{6 \cdot 1383 \cdot 0,51}{6 \cdot 0,02^2 \cdot 0,01} = \underline{\underline{176332500 Pa = 176,3 MPa}}$$

$M_o [N.m]$ – ohybový moment vyvození ve svaru: $M_o = G_{ep} \cdot e_s$

$e_s [m]$ – rameno polohy svaru od působíště tíhy elektro-převodovky

$W_o [m^3]$ – průřezový ohybový modul: $W_o = \frac{1}{6} \cdot h_s^2 \cdot a_s$

- Redukované napětí ve svarech $t_{s red} [Pa]$

$$t_{s red} = \sqrt{\left(\frac{t_{II}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{t_{Mo}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1152500}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{176332500}{0,65}\right)^2} = \underline{\underline{271233650 Pa = 271,2 MPa}}$$

$k_4 [-]$ – převodní součinitel pro boční namáhání koutového svaru [11]

$k_3 [-]$ – převodní součinitel pro čelní namáhání koutového svaru [11]

- Dovolené kombinované napětí ve svarech $t_d [Pa]$

$$t_d = \sqrt{t_{DMo}^2 + t_{DII}^2} = \sqrt{\left(k_3 \cdot \frac{R_e}{k_e}\right)^2 + \left(k_4 \cdot \frac{R_e}{k_e}\right)^2} =$$

$$t_d = \sqrt{\left(0,65 \cdot \frac{355 \cdot 10^6}{1,25}\right)^2 + \left(0,75 \cdot \frac{355 \cdot 10^6}{1,55}\right)^2} = \underline{\underline{281,9 \cdot 10^6 Pa = 281,9 MPa}}$$

$R_e [Pa]$ – mez kluzu v tahu pro pásy válcované za tepla (základní svařovaný materiál).

Volena ocel 11 523 podle [9].

$k_e [1]$ - mez bezpečnosti pro svařované konstrukce podle [11]

5. ZÁVĚR

Má doporučení a závěry vycházejí z daných podmínek, v nichž má být převážecí vůz pro struskovou mísu provozován.

Zařízení pro stahování strusky je od struskoviště vzdáleno cca 500 m. Samotný převážecí vůz z této dráhy ujede cca 22 m. Protože převážecí vůz se pohybuje rychlostí $0,5 \text{ m.s}^{-1}$, je bezpředmětná instalace sklápěcího mechanismu. Kolové pánvové vozy se pohybují rychlostí cca 15 km/h. Kolové vozy, tedy dopraví pánve mnohem rychleji na struskoviště.

Jako hnací agregát byla použita elektro-převodovka NODR DRISYSTEMS o výkonu 4,4 kW, uchycená přímo na rám vozu tak, aby nejnižší místo elektro-převodovky bylo co nejvýše nad hutní úrovní.

Pro napájení elektromotoru byl použit pohyblivý kabelový řetězový systém, který na rozdíl od vrátku nepotřebuje vlastní pohon. Při provozu tohoto typu napájení je potřeba dbát na správné najíždění kolových pánvových vozů, pro naložení struskové mísy. Při neopatrném najíždění dochází k utržení ramena kabelů a vyřazení převážecího vozu z provozu. Trolejové vedení kabelů je v podmínkách oceláren velmi náchylné k utržení troleje.

Odkládací deska pánve je vyvýšena nad úroveň rámu vozu, tak aby byla nosná konstrukce rámu chráněna před nepříznivými vlivy vysokých teplot.

Mazání kol plastickým mazivem bylo voleno jako samostatné mazání každého ložiskového domku se zátkami v uzavíracích vících. Plastické mazivo je potřeba měnit minimálně jednou za čtyři roky. Vzhledem ke krátké vzdálenosti, kterou pánvový vůz překonává a malé vytíženosti vozu, jsem nevolil poměrně nákladný systém centrálního mazání.

6. PODĚKOVÁNÍ

Závěrem své práce bych rád poděkoval za spolupráci několika osobám. V první řadě bych rád poděkoval konzultantovi Panu Inženýrovi Arnoštu Bergmannovi za jeho trpělivé vedení a cenné rady z oblasti konstrukce pánvových vozů. Dále svým přátelům Inženýrovi Ondřejovi Františkovi za provedení konečno-prvkových analýz rámu vozu a Bakalářovi Rudolfovi Filipcovi za zprovoznění počítače.

Mé poděkování patří také mým rodičům Evě Dostálové (in memoriam) a Milanovi Dostálovi za materiální a finanční podporu po celou dobu mého studia.

7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A INTERNETOVÝCH ZDROJŮ

- [1] Dostupné z: <http://www.kresscarrier.com/brochures.php>
- [2] Dostupné z: <http://www.ett.co.za/Smelters.htm>
- [3] Dostupné z: <http://www.kll.cz/>
- [4] Dostupné z:
<http://www.google.com/patents/about?id=hfduAAAAEBAJ&dq=3,055,316>
původci vynálezu: O. B. ANDERSON a J. M. MUNDELL. Patentový spis: 3,055,316.
25.9.1962
- [5] Dostupné z: <http://www.whiting.ca/challenges/ladlecar.html>
- [6] DOBROVSKÝ, Bohumil. *Technická příručka pro konstruktéry*. vyd. Praha: SNTL, 1944. 904 s.
- [7] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: (řešené příklady)*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická Univerzita Ostrava. 1993. 109 s. ISBN 80-7078-165-3
- [8] MORAVEC, Vladimír. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava. 2005. 104 s. ISBN 80-248-0980-X
- [9] DRASTÍK František a kol. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. 2. vyd. Ostrava: Montanex. 2002. 722 s. ISBN 80-85780-95-X
- [10] MORAVEC, Vladimír. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická Univerzita Ostrava. 2006. 104 s. ISBN 80-248-0980-X
- [11] DEJL Zdeněk, *Konstrukce strojů a zařízení I.* vyd. Ostrava: Montanex. 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3

8. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A

katalog výrobce žárobetonů Promat

Dostupný z: http://www.promatpraha.cz/admin/files_upl/1322.pdf

Příloha B

katalog výrobce elektro-převodovek Nord DRIVESYSTEMS

Dostupný z: http://www2.nord.com/cms/cz/hp_home_CZ.jsp

Příloha C

katalog výrobce pohyblivých řetězových přívodů energie SCHMACHTL

Dostupný z: <http://www.schmachtl.cz/pohyblive-privody-energie/vodici-retezy/>

Příloha D

katalog obchodní společnosti Stromag Brno, prodej spojky PLA 2000

Dostupný z: http://www.stromag.cz/cs/f/stromag_cs/p/Planet/PLA,%20PLA-R,PLA-RR.doc

Příloha E

katalog jeřábových kolejnic společnosti Evraz Vítkovice Steel

Dostupný z: <http://www.vitkovicesteel.com/seznam-produktu/produkty/profily-3/>

Příloha F

katalog výrobce ložisek SKF

Dostupný z: http://www.skf.com/portal/skf_cz/home

Příloha G

katalog výrobce plastických maziv PARAMO

Dostupný z: <http://eshop.paramo.cz/produkty/Katalog.aspx?skupina=TU>

PŘÍLOHA: A

VYBRANÝ LIST KATALOGU VÝROBCE ŽÁROBETONŮ PROMAT

Promat

PROMACRET®**žárobetony a lehčené žárobetony 1050 až 1650 °C**

Charakteristika

PROMACRET® jsou vhodné žárobetony pro monolitické žárovzdorné vyzdívky. Betony se skládají z vysoce žárovzdorných ostřiv a hlinitanových cementů.

Lehčené žárobetony PROMACRET®-PL
Lehčené žárobetony jsou charakteristické vysokou pevností v tlaku a odolností proti působení vysokých teplot, pro mechanicky méně namáhané zóny do teploty 1370 °C, např. hofákové lavice, boční stěny a zadní vyzdívky.

Žárobetony PROMACRET®-PF
Hutné žárobetony, odolné proti otěru a vysokým teplotám až do 1650 °C, např. pece, hofákové lavice, vozy tunelových pecí apod.

Technické údaje

Název výrobku	PROMACRET®										
	-PL	-PL	-PL	-PL	-PF	-PF	-PF	-PF	-PF	-PST	-PR
	105/05	110/09	115/14	137/14	132/18	145/21	148/23	158/22	165/23	165/24	145/20
Klasifikační teplota [°C]	1050	1100	1150	1370	1320	1450	1480	1580	1650	1650	1450
Objemová hmotnost [kg/m³]	500	900	1380	1430	1830	2100	2270	2200	2300	2420	2000
Spotřeba materiálu [kg/m²]	520	940	1400	1450	1850	2150	2330	2220	2320	2620	2020
PTS* po vysušení na 110 °C [MPa]	1,0	2,5	25	20	30	40	90	24	30	12	10
PTS* po výpalu na KT [MPa]	0,8	2,0	10	13	25	25	75	22	25	10	18
Nevratná teplotní roztažnost [%]	-2,1	-1,2	-0,35	-1,0	-0,4	+0,8	-0,4	+0,1	+1,4	+1,5	-0,3
po výpalu na teplotu [°C]	1000	1000	1000	1200	1200	1400	1400	1400	1600	1400	1400
Vratná teplotní roztažnost [%] 1000 °C	0,55	0,55	0,55	0,55	0,60	0,62	0,60	0,64	0,64	0,70	0,62
Tepelná vodivost [W/m.K] při 400 °C	0,12	0,21	0,39	0,40	0,66	0,97	1,34	1,10	0,97	1,32	0,70
800 °C	0,16	0,24	0,41	0,43	0,72	0,99	1,37	1,10	1,00	1,28	0,79
1200 °C	–	–	–	0,50	0,80	1,06	1,44	1,13	0,96	1,32	0,91
Chemické složení [%] Al ₂ O ₃ + TiO ₂	28	24	32	45	34	47	50	60	64	70	50
SiO ₂	24	47	44	37	50	44	43	34	30	23	41
Fe ₂ O ₃	12	10	7,7	3,7	3,7	1,4	0,75	1,1	1,1	1,2	1,3
CaO	23	12,5	11	12	9,1	5,2	4,2	2,3	2,2	–	5,0
Typ vazby	hydr.	hydr.	hydr.	hydr.	hydr.	hydr.	hydr.	hydr.	hydr.	keram.	hydr.
Velikost zrn [mm]	4	12	5	4	4	7	7	7	7	7	7
Obchodní balení [kg]	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25

PŘÍLOHA: B

VYBRANÝ LIST KATALOGU VÝROBCE ELEKTROPŘEOVODOVEK NORD DRIVESYSTEMS



SK 9043.1
SK 9042.1

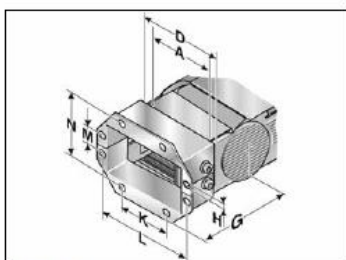
	i_{ges}	n_2 $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ [min^{-1}]	M_{2max} $f_B = 1$ [Nm]	P_{1max} $f_B \geq 1$ W $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ $n_1 = 930 \text{ min}^{-1}$ $n_1 = 700 \text{ min}^{-1}$ [kW] [kW] [kW]			IEC $f_B \Rightarrow \square$ D2 - D38					
							IEC 71	IEC 80	IEC 90	IEC 100	IEC 112	
SK 9043.1	4246,38	0,33	2800	0,10	0,06	0,05	*	*				
	3362,82	0,42	2800	0,12	0,08	0,06	*	*	*			
	3026,98	0,46	2800	0,13	0,09	0,07	*	*				
	2397,14	0,58	2800	0,17	0,11	0,09	*	*	*			
	2128,35	0,66	2800	0,19	0,13	0,10	*	*				
	1517,17	0,92	2800	0,27	0,18	0,13	*	*				
	1113,24	1,3	2800	0,38	0,25	0,19		*				
	881,60	1,6	2800	0,47	0,31	0,23		*	*			
	645,18	2,2	2800	0,65	0,43	0,32		*	*			
	568,04	2,5	2800	0,73	0,48	0,37		*	*			
mm $\Rightarrow \square$ D104	404,82	3,5	2800	1,03	0,68	0,51			*	*	*	
	350,72	4,0	2800	1,17	0,77	0,59			*	*	*	
	279,60	5,0	2800	1,47	0,97	0,73			*	*	*	
	204,38	6,8	2800	1,99	1,32	1,00			*	*		
	172,08	8,1	2800	2,20	1,45	1,10			*	*		
SK 9042.1	329,69	4,2	2800	1,23	0,81	0,62			IEC 90	IEC 100	IEC 112	IEC 132
	273,73	5,1	2800	1,50	0,99	0,75			*			
	235,01	6,0	2800	1,76	1,16	0,88				*	*	
	195,12	7,2	2800	2,11	1,39	1,06			*	*	*	
	165,24	8,5	1500	1,33	0,88	0,67				*	*	
	159,94	8,8	2800	2,58	1,70	1,29			*	*	*	*
	132,79	11	2800	3,23	2,13	1,61				*	*	*
	117,79	12	2400	3,02	1,99	1,51				*	*	*
	95,56	15	2800	4,40	2,90	2,20					*	*
	86,43	16	2800	4,69	3,10	2,35					*	*
mm $\Rightarrow \square$ D105	76,18	18	2800	5,28	3,48	2,64					*	*
	68,61	20	2800	5,86	3,87	2,93					*	*
	63,25	22	2800	6,45	4,26	3,23					*	*
	55,69	25	2800	7,33	4,84	3,66					*	*
	47,67	29	2800	8,50	5,61	4,25					*	*
	40,54	35	2800	10,26	6,77	5,13					*	*
	34,39	41	2800	12,02	7,93	6,01					*	*
	27,91	50	2800	14,66	9,68	7,33					*	*
	23,89	59	2700	15,00	9,90	7,50					*	*
	20,32	69	2600	15,00	9,90	7,50					*	*
	18,20	77	2450	15,00	9,90	7,50					*	*
	15,66	89	2000	15,00	9,90	7,50					*	*
	13,40	104	2000	15,00	9,90	7,50					*	*
											*	*

PŘÍLOHA: C

VYBRANÝ LIST KATALOGU VÝROBCE POHYBLIVÝCH ŘETĚZOVÝCH PŘÍVODŮ ENERGIE SCHMACHTL



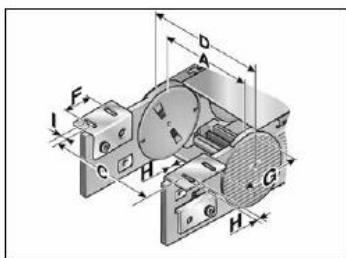
Kettenanschluss Flansch



FL 082-142

Typ	A mm	D mm	G mm	H Ø mm	K mm	L mm	M mm	N mm
FL 082	86,0	105,0	60,4	7,0	78,0	141,5	40,0	105,0
FL 107	102,0	121,0	60,4	7,0	100,0	163,5	40,0	105,0
FL 142	125,0	144,0	60,4	7,0	138,0	201,5	40,0	105,0

Kettenanschluss Winkel



Unten und oben/außen

Typ	A mm	C mm	D mm	F mm	G mm	H Ø mm	I mm
KA 66	84,0	135,0	117,5	45,0	50,5	9,0	10,0
KA 66	105,0	156,0	139,0	45,0	50,5	9,0	10,0
KA 66	144,0	195,0	177,5	45,0	50,5	9,0	10,0

PŘÍLOHA: D

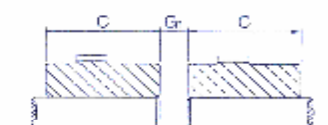
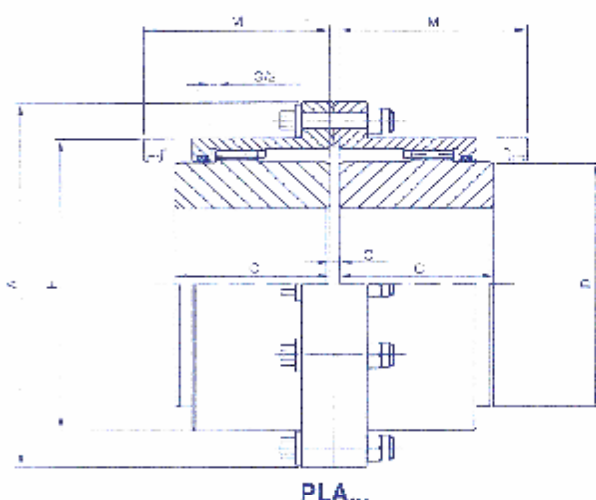
VYBRANÝ LIST KATALOGU OBCHODNÍ SPOLEČNOSTI STROMAG BRNO

SPOJKA PLA 2000

PLA Serie 2000



Giunti PLA Serie 2000 PLA Couplings 2000 Series



Un mozzo rovesciato
One tube reversed
PLA-R...



Due mozzi rovesciati
Two tubes reversed
PLA-RR...



Piano di parteggiamento giunzioni da 250 a 400
Split Range sizes from 250 to 400

Giunzione Size	Coppia (kNm) Torque (kNm)		Max Speed (rpm)	Foro Bore Min/Max (mm)	Dimensioni (mm) Dimensions (mm)								Vassoio Mass (kg)	Vassoio Grease (kg)	Inerzia Inertia (kgm ²)
	Nominale Rating T _n	Max T _{max}			A	C	F	D	M	G	G ₁	G ₂			
40	1,7	4,1	9900	12 / 50	111	43	82,5	69	58	3	5	7	4	0,08	0,005
55	2,7	6,2	6810	18 / 60	142	50	104,5	86	68	3	8	13	8	0,09	0,012
70	5,5	12	4130	28 / 75	165	62	130,5	107	87	3	14	25	13	0,15	0,032
85	8,5	21	3980	40 / 95	200	76	158,5	133	95	5	12	19	26	0,25	0,084
100	13,5	34	3850	50 / 110	225	90	183,5	152	120	5	24	43	37	0,45	0,162
120	22	54	3700	60 / 130	265	106	211,5	178	130	6	27	48	59	0,72	0,375
140	31	83	3200	70 / 155	300	120	245,5	209	138	8	32	58	91	0,90	0,728
160	43	99	2900	85 / 170	330	136	275	234	166	8	37	66	125	1,51	1,225
180	63	158	2550	95 / 190	370	150	307	254	186	8	50	82	170	2,32	2,105
200	92	195	2320	110 / 210	408	175	335	279	220	8	53	98	234	3,20	3,401
220	150	348	2100	120 / 230	438	190	387	305	236	8	68	108	295	3,90	5,252
250	195	479	1800	130 / 280	505	220	423	355	279	10	72	134	455	6,10	10,32
280	275	550	1200	150 / 325	550	250	495	400	-	12	-	-	685	8,50	20,80
320	381	762	980	170 / 370	630	275	545	450	-	12	-	-	920	7,20	33,50
360	492	984	900	190 / 400	700	305	569	490	-	12	-	-	1210	8,50	53,30
400	656	1.316	800	210 / 430	750	330	649	550	-	12	-	-	1590	11,40	83,50
450	935	1.870	700	240 / 475	925	355	714	580	-	12	-	-	2080	2,50	125,40

(1) Distanza minima necessaria per l'allineamento - Minimum clearance required for aligning

(2) I valori riportati in tabella sono riferiti a mozzì senza foro - Values are calculated for solid hubs

PŘÍLOHA: E

VYBRANÝ LIST KATALOGU VÝROBCE JEŘÁBOVÝCH KOLEJNIC EVRAZ VÍTKOVICE STEEL

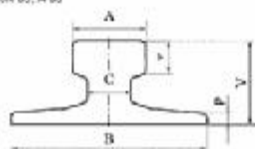
PROFILY

JEŘÁBOVÉ KOLEJNICE JK

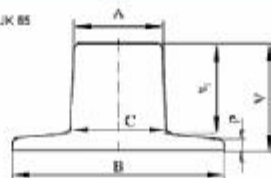
ROZMĚRY:	ČSN 42 5678 DIN 536:1974
TOLERANCE:	ČSN 42 5678
MATERIÁL:	VN 41 0750, DIN 536:1991
TOP:	ČSN 42 0135
DODÁVANÉ DĚLKY:	6 - 12 m
BALENÍ:	Profily se dodávají ve svazcích hmotnosti do 5 000 kg

- NOSNÍKY UPE
- ROVNORAMENNÉ ŮHELNÍKY
- NEROVNORAMENNÉ ŮHELNÍKY
- JEŘÁBOVÉ KOLEJNICE JKL
- JEŘÁBOVÉ KOLEJNICE KB
- **JEŘÁBOVÉ KOLEJNICE JK**
- TYČE KRUHOVÉ
- PROFILY PRO DĚLNÍ DOPRAVNÍKY
- SPECIÁLNÍ PROFILY

JK 65, A 65



JK 85



Označení	Rozměry						Plocha průřezu		Hmotnost
	A	B	C	V	Vg	p	A	G	
	mm						cm ²	kg/m	
JK 65; A 65	65	175	38	75	30	18	55,4	43,5	
JK 85	85	200	60	100	85	11,5	102,5	80,4	

PŘÍLOHA: F

VYBRANÝ LIST KATALOGU VÝROBCE VALIVÝCH LOŽISEK SKF

SKF									
<div> Úvod O výrobcech Hledat FAQ FOI Tisk Zavřít </div> <div>Výběr provedení (výběrná)</div>									
Soudečková ložiska, válcová u kuželové díry <i>Informace o výrobce</i>					Tolerance : viz rovněž text Radiální vnitřní vůle, válcová d/a, kuželová d/a, nezkrýtlé : viz rovněž text Doporučené úložení Tolerance šířky stělsce				
Hlavní rozměry			Dimenzování dynamická		Mezní únosová zatížení	Připustitelné vůle		Hmotnosti	Označení
d	D	B	C	C ₁₀	P ₀	Radiální d/a	Mezní vůle	kg	
mm			kN		kN	mm			Ložiska SKF Explorer
75	115	40	73	232	28.5	-	950	1,55	24015-2C S2/VT143 ^A
75	130	31	212	240	28.5	4800	9300	1,70	22215 E ^A
75	130	31	212	240	28.5	4800	9300	1,55	22215 EK ^A
75	130	38	212	240	28.5	-	1300	2,10	B 52-2215-2C S/VT143 ^A
75	130	38	212	240	28.5	-	1300	2,05	B 52-2215-2C S/VT143 ^A
75	150	37	285	325	34.5	4000	9600	3,75	21315 E ^A
75	150	37	285	325	34.5	4000	9600	3,70	21315 EK ^A
75	150	55	440	475	48	3200	4900	5,55	22315 E ^A
75	150	55	440	475	48	3200	4900	5,55	22315 EJA/VA405 ^A
75	150	55	440	475	48	3200	4900	5,45	22315 EK ^A
75	150	55	440	475	48	3200	4900	5,45	22315 EJA/VA405 ^A
75	150	64	440	475	48	-	950	6,5	B 52-2315-2C S/VT143 ^A
75	150	64	440	475	48	-	950	6,5	B 52-2315-2C S/VT143 ^A
80	140	33	236	270	20	4300	5000	2,10	22216 E ^A
80	140	33	236	270	20	4300	5000	2,05	22216 EK ^A
80	140	40	236	270	20	-	1200	2,40	B 52-2216-2C S/VT143 ^A
80	140	40	236	270	20	-	1200	2,35	B 52-2216-2C S/VT143 ^A
80	170	39	325	375	30	3600	5300	4,45	21316 E ^A
80	170	39	325	375	30	3600	5300	4,40	21316 EK ^A
80	170	58	490	540	54	3000	4900	6,50	22316 E ^A
80	170	58	490	540	54	3000	4900	6,45	22316 EJA/VA405 ^A
80	170	58	490	540	54	3000	4900	6,45	22316 EK ^A
80	170	58	490	540	54	3000	4900	6,45	22316 EJA/VA405 ^A
80	170	67	490	540	54	-	800	7,2	B 52-2316-2C S/VT143 ^A
80	170	67	490	540	54	-	800	7,2	B 52-2316-2C S/VT143 ^A

PŘÍLOHA: G

VYBRANÝ LIST KATALOGU VÝROBCE PLASTICKÝCH MAZIV PARAMO

PRODUKTY | OBCHOD | OBCHODNÍ PODMÍNKY | KONTAKTY

MOGUL LP 00


Skupina:
Plastická maziva a vazelíny - Průmyslová plastická maziva

Popis:
Polotekuté litné plastické mazivo. Obsahuje vysokotlakou přísadu a grafit.

Použití:
pro koncové převody lokomotiv, případně k mazání jiných uzavřených převodovek (obsahuje grafit)

Kvalitativní parametry

Typ zpevňovačů	Viskozita základového oleje při 40 °C (mm ² /s)	Penetrace při 25 °C (10-1mm) ⁻¹⁻¹	Klasifikace ISO 6743	Klasifikace DIN 51 502	Teplotní rozsah použití (°C)
Li mýdlo	300	400 - 430	BBEB 00	GP00E-20	-20 až 90



Copyright © 2008 Paramo, a.s. | [Obchodní podmínky](#) | [Kontakty](#) | [Napište nám](#)